

## PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 2001-213201

(43)Date of publication of application : 07.08.2001

(51)Int.Cl.

B60K 41/22  
B60K 41/00  
F16H 61/04  
// F16H 3/091

(21)Application number : 2000-378990

(71)Applicant : GETRAG GETRIEBE & ZAHNRADFAB HERMANN  
HAGENMEYER GMBH & CO

(22)Date of filing : 13.12.2000

(72)Inventor : RUEHLE GUENTER  
SEUFERT MARTIN  
HARST RICHARD

(30)Priority

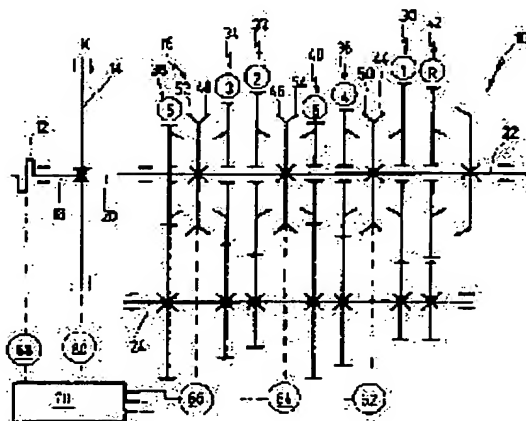
Priority number : 1999 99125202 Priority date : 17.12.1999 Priority country : EP

### (54) AUTOMATIC DRIVE MECHANISM TRAIN FOR AUTOMOBILE AND METHOD FOR CONTROLLING DRIVE MECHANISM TRAIN

(57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To eliminate the reduction and interruption of tractive force and reduce the time required for shifting in an automatic step transmission.

SOLUTION: A first actuator 60 capable of operating a single friction clutch 14 and a plurality of second actuators 62, 64, 66 engaging and disengaging each gear of a first gear to a sixth gear are cooperatively controlled by a controller 70, and the friction clutch 14 executes a slide mode, a close mode or an open mode in the gear change for the same one drive mechanism train 10.



### LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開2001-213201

(P2001-213201A)

(43) 公開日 平成13年8月7日 (2001. 8. 7)

(51) Int.Cl. <sup>7</sup>	識別記号	F I	テーマコード (参考)
B 6 0 K 41/22		B 6 0 K 41/22	
41/00	3 0 1	41/00	3 0 1 C
			3 0 1 D
F 1 6 H 61/04		F 1 6 H 61/04	
// F 1 6 H 3/091		3/091	

審査請求 未請求 請求項の数11 O L 外国語出願 (全 54 頁)

(21) 出願番号 特願2000-378990 (P2000-378990)

(22) 出願日 平成12年12月13日 (2000. 12. 13)

(31) 優先権主張番号 9 9 1 2 5 2 0 2 . 4

(32) 優先日 平成11年12月17日 (1999. 12. 17)

(33) 優先権主張国 欧州特許庁 (E P)

(71) 出願人 592246288  
ゲトラク ゲトリーベ ウント ツェンラ  
ードファブリク ヘルマン ハーゲンメー  
ヤー ゲーエムペーハー ウント ツェー  
イーエー  
ドイツ連邦共和国 デー7140 ルドビクス  
ブルク ソリチューデアレ 24

(72) 発明者 ギュンター リューレ  
ドイツ連邦共和国、デー74369 レーヒ  
ガウ、イエーガーストラッセ 28

(74) 代理人 100074538  
弁理士 田辺 徹

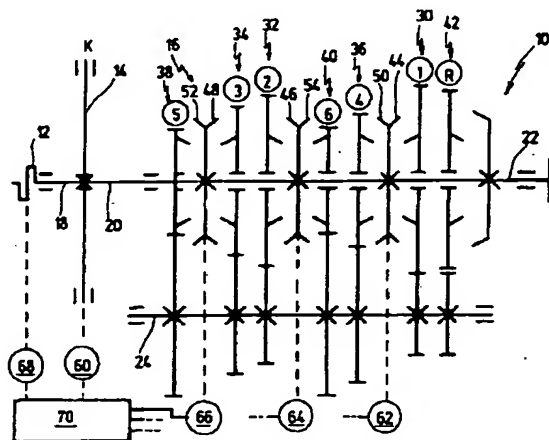
最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 自動車のための自動的な駆動機構列並びに駆動機構列を制御する方法

(57) 【要約】 (修正有)

【課題】 自動的なステップ・トランスミッションにおいて、牽引力の減少や中断を解消するとともに、シフティングに関わる時間を削減する。

【解決手段】 単一の摩擦クラッチ14を操作可能な第1のアクチュエータ60及び1速から6速の各ギヤに係合・離脱させる複数の第2のアクチュエータ62、64、66を制御装置70によって協調的に制御し、同じ一つの駆動機構列10のギヤ・チェンジにおいて、摩擦クラッチ14に摺動モード、閉鎖モード、又は開放モードを実行させる。



## 【特許請求の範囲】

【請求項1】 自動車のための自動的な駆動機構列（10）であって：第1のアクチュエータ（60）によって操作可能であり、車両のモータ（12）に対してその入力側に接続される、単一の摩擦クラッチ（14）と、摩擦クラッチ（14）の出力側に対して接続され、対応する各前進ギヤ（1-6）及び対応する複数の噛合いギヤ・シフト・クラッチ（44-54）に係合・離脱させるための第1の複数のホイール・セット（30, 40）を含む、ステップ・トランスミッション（16）であって、それらのギヤ・シフト・クラッチは、それぞれに同期化手段を有し、それらのギヤ（1-6）に係合・離脱させる第2の複数のアクチュエータ（62, 64, 66）によって操作可能である、ステップ・トランスミッションと、第1のアクチュエータ（60）及びそれらの第2のアクチュエータ（62, 64, 66）を互いに協調させて制御するための制御装置（70）とを含む、自動車のための自動的な駆動機構列であって、それらの同期化手段は、部分的な負荷の下における同期化のために適当であり、制御装置（70）が、それらのアクチュエータ（60, 66）を制御し、同じ1つの駆動機構列（10；80）が、実行されるべきギヤ・チェンジの条件に応じて3つの実行可能なモード（A, B, C）の1つの下においてギヤ・チェンジを実行すべく制御し、ギヤ・チェンジのそれらの3つの実行可能なモード（A, B, C）は、開放（C）し、閉鎖（B）し又は摺動（A）する摩擦クラッチ（14）によって実行されることを特徴とする、自動車のための自動的な駆動機構列。

【請求項2】 それらの第2のアクチュエータ（62, 64, 66）の少なくとも1つが、2つのギヤ・シフト・クラッチ（44, 50又は46, 54又は58, 52）を制御するようにして構成され、それらのギヤ・シフト・クラッチ（44, 50又は46, 54又は48, 52）は、互いに隣接しない各ギヤ（1, 4又は2, 6又は3, 5）に対して結合され、2つの異なるギヤ（2-3, 3-4, 4-5；1-4, 3-5）が、それらの2つのギヤ（1-4, 2-5, 3-6；1-5, 2-6）の間に位置することを特徴とする、請求項1に記載の駆動機構列。

【請求項3】 同期化手段は、6度以上のテーパ角度を有する円錐形の同期装置を含むことを特徴とする、請求項1又は2に記載の駆動機構列。

【請求項4】 同期化手段は、マルチ・ディスク式の同期装置を含むことを特徴とする、請求項1又は2に記載の駆動機構列。

【請求項5】 ギヤ・シフト・クラッチは、アクチュエータによって操作可能である摺動スリーブの上において非対称に尖った歯を有することを特徴とする、請求項1

から4のいずれか1項に記載の駆動機構列。

【請求項6】 ギヤ・シフト・クラッチは、アクチュエータによって操作可能である摺動スリーブの上において、或いは連結本体の上において背面カッティングを有するものでないギヤ歯を含むことを特徴とする、請求項1から5のいずれか1項に記載の駆動機構列。

【請求項7】 自動車の駆動機構列を制御するための方法であって：第1のアクチュエータ（60）によって操作可能であり、車両のモータ（12）に対してその入力側に接続され、単一の摩擦クラッチ（14）と、摩擦クラッチ（14）の出力側に対して接続され、対応する各前進ギヤ（1-6）及び対応する複数の噛合いギヤ・シフト・クラッチ（44-54）に係合・離脱させるための第1の複数のホイール・セット（30, 40）を含む、シフト・トランスミッション（16）であって、それらのギヤ・シフト・クラッチは、それぞれに同期化手段を有し、それらのギヤ（1-6）に係合・離脱させる第2の複数のアクチュエータ（62, 64, 66）によって操作可能であり、第1のアクチュエータ（60）及び第2のアクチュエータ（62, 64, 66）は、ギヤ・チェンジの間、協調的な様式で制御される、シフト・トランスミッションとを含む、自動車の駆動機構列を制御するための方法であって：それらの同期化手段は、部分的な負荷の下における同期化のために適当であり、それらのアクチュエータ（60-66）は、同じ1つの駆動機構列（10；80）が実行されるべきギヤ・チェンジの条件に応じて3つの実行可能なモード（A, B, C）の1つの下においてギヤ・チェンジを実行すべく制御され、ギヤ・チェンジのそれらの3つの実行可能なモード（A, B, C）は、開放（C）し、閉鎖（B）し又は摺動（A）する摩擦クラッチ（14）によって実行されることを特徴とする、自動車の駆動機構列を制御するための方法。

【請求項8】 閉鎖したか又は摺動する摩擦クラッチ（14）に咬るギヤ・チェンジ（A；B）の間、係合されるべきギヤの同期装置（例えば2）は、トランスミッションの入力に存在するトルク $M_a$ を処理すべく、古いギヤ（例えば1）を離脱させる前に摺動状態で操作されることを特徴とする、請求項7に記載の方法。

【請求項9】 係合したギヤ（例えば1）を離脱させる前におけるギヤ・チェンジの間、結合されるギヤ・シフト・クラッチ（例えば44）は、離脱方向に付勢されることを特徴とする、請求項7又は8に記載の方法。

【請求項10】 ギヤ・チェンジ（A；B）の間、摩擦クラッチ（14）が、部分的に開放され、及び／又は、モータ（12）から供給されるトルク $M_a$ が、モータ・アクチュエータ（68）によって削減されることを特徴とする、請求項7から9のいずれか1項に記載の方法。

【請求項11】 ステップ・トランスミッション（16）の入力側に存在するトルクは、先行して係合してい

たギヤ（例えば１）を離脱させた後、同期速度に到達した後、且つ係合されるべきギヤ（例えば２）の係合の間における短い時間 $\Delta T$ に渡って削減され、存在するトルクを同期装置から結合されるギヤ・ホイールのアイドル（例えば３２）に対して伝達するときの異なった速度の蓄積を削減することを特徴とする、請求項１０に記載の方法。

【発明の詳細な説明】

【０００１】本発明は、アクチュエータによって操作され、車両のモータに対してその入力側に接続されるように成した単一の摩擦クラッチと、クラッチの出力側に対して接続されるステップ・トランスミッションとを含む、自動車のための自動的な駆動機構列に関するものである。トランスミッションは、対応する各前進ギヤと、それぞれに同期化手段を有する対応する複数の噛合いギヤ・シフト・クラッチとを係合・離脱させるための第１の複数のホイール・セットを含む。それらのギヤ・シフト・クラッチは、第２の複数のアクチュエータによってそれらのギヤを係合・離脱させるべく操作されることが可能である。制御装置が、それらの第２のアクチュエータに対して第１のアクチュエータの制御を協調させる。

【０００２】本発明は、更には、対応する各前進ギヤと、それぞれに同期化手段を有する対応する複数の噛合いギヤ・シフト・クラッチとを係合・離脱させるための第１の複数のホイール・セットを含む、自動車の駆動機構列を制御するための方法に関するものでもある。それらのギヤ・シフト・クラッチは、第２の複数のアクチュエータによってそれらのギヤを係合・離脱させるべく操作されることが可能である。各ギヤをチェンジするとき、第１のアクチュエータは、それらの第２のアクチュエータに対して協調されるべく制御される。

【０００３】そのような自動的な駆動機構列及びそのような方法は、WO 93/10378号に開示されている。特には乗用車である自動車のためのトランスミッションの場合、概ね、オートマチック・トランスミッションとマニュアル・トランスミッションに分類される。前者は、油圧伝動トルク・コンバータと、オーバーラップする制動手段及び連結手段によって制御され、ギヤをチェンジするときにその駆動力の中断が何もし生じない、複数の遊星ホイール・セットとを含む。

【０００４】それに対比して、マニュアル・トランスミッションは、レイシャフト装置を備えたステップ・トランスミッションである。ギヤをチェンジするとき、その牽引力の中断が、１つのギヤが離脱されて新しいギヤが係合される間に発生する。何故なら、トランスミッションに対して結合される摩擦クラッチが開放されるからである（典型的には、始動クラッチは、乾式クラッチであるようにして形成される）。従って、モータは、トランスミッションから完全に分離され、結果として、車両の駆動輪からも完全に分離される。

【０００５】今日の自動車用トランスミッションでは、係止同期装置が、各ギヤを係合・離脱させるための各々の噛合いギヤ・シフト・クラッチのために設けられるということは、標準的なことである。係止同期装置は、摩擦クラッチが開放しているとき、即ち負荷が掛かっていないときに、ホイール・セットとシャフト（駆動軸）の間における回転速度のマッチングがそれによって生じる、同期化手段（典型的には摩擦カップリング）を含む。同期装置の係止手段は、整合した速度がほぼ達成されるまでは、ギヤ・シフト・クラッチの噛合い係合（即ち、ギヤの係合）を妨げ、即ち阻害する。

【０００６】マニュアル・シフティングに拠るギヤ・チェンジが特に不都合ではないと考慮されるとき、その牽引力は減少するが、自動車のそれに随伴する「切断」は、ステップ・トランスミッションが自動化されるときには、余り快適でないと考慮される。自動的なステップ・トランスミッションでは、摩擦クラッチ及びギヤ・シフト・クラッチの操作は、その手足によって為される代わりに、各アクチュエータを協調させる制御装置によって引き受けられる。自動的なステップ・トランスミッションに拠れば、その駆動機構は、ギヤ・チェンジの間、占有されるものではないので、牽引力の中断は、不愉快であると見做される。

【０００７】この問題を軽減する様々な試みが為されてきた。WO 93/10378号から公知であるステップ・トランスミッションでは、牽引力の減少中断の持続時間を短縮することが企てられている。これは、２つの手段によって達成される。そこにおいて開示されるトランスミッションでは、互いに連続するものではない２つのギヤが、１つのシフティング・グループとして配列される。更に、１つ以上のグループの係止同期装置が、ギヤをチェンジするときに同時に起動される。言い換えると、先行するギヤ（古いギヤ）を離脱させるとき、後続のギヤの回転速度に対する同期が、それに随伴する係止同期装置によってだけでなく、補足的なギヤの係止同期装置によっても生じるのである。シフティングに関わる時間もまた、削減されることになり、それが、より短いシフティング時間を達成する。結果として、牽引力減少の持続時間が、削減されるのである。

【０００８】牽引力減少を削減するための更なる１つの原理が、ドイツ特許出願DE 4401 812号に開示されている。入力側における単一の摩擦クラッチの代わりに、ダブル・クラッチ装置が設けられる。そのトランスミッション入力軸に随伴するダブル・クラッチ装置の１つのクラッチは、１速から５速の各ギヤ比のためのものであるが、その第２のクラッチは、最も高速のギヤ、即ち第６のギヤに随伴するのである。第１のクラッチが周知の様式で先ず初めに完全に開放され、そのシフティングの後に閉鎖されるように成したそれらの低速ギヤにおけるシフティングの間、標準的に開放している第２の

クラッチは、短い周期に渡って閉鎖されるので、第6のギヤのトルクは、所定の短い時間に渡ってトランスミッションの駆動軸に対して供給される。しかしながら、それらの低速ギヤにおけるシフティングの際には、それらもなお相当な牽引力の減少が生じる。何故なら、第6のギヤのトルクは、それらの低速ギヤのものよりも相当に小さいからである。

【0009】ドイツ特許出願DE 29 24 656号は、単一の摩擦切断クラッチがその入力側に設けられ、その第2のギヤのためのホイール・セットが従来のギヤ・シフト・クラッチを有するものではなく、湿式マルチ・ディスク型の摩擦クラッチを有する、更なるシフト・トランスミッションを開示している。更になお、その第1のギヤのアイドルは、それに対応するシャフトの上において自由に装着される。従って、第1のギヤから第2のギヤにチェンジするとき、トランスミッションの入力側におけるモータのトルクは、摩擦切断クラッチを開放することなく、且つその牽引力を減少させることもなく、第2のギヤに対して掛けられることが可能である。しかしながら、それらの高速ギヤにおけるチェンジは、牽引力の減少を伴って行われる。何故なら、これらのチェンジの場合には、その入力側の切断クラッチが開放されなければならないからである。

【0010】1つの自動的な変速トランスミッションが、ドイツ特許出願DE 197 35759号に開示されている。各ギヤを係合・離脱させるためのそれらのギヤ・シフト・クラッチは、爪クラッチ又はドロウ・キー・カップリングの形態を採る純粋な噛合いクラッチとして形成される。シフティングは、接続されるべき各エレメントの相対的な角度位置が監視されて、信号が作動可能状態で出力されて行われる。その後、1つのギヤ・シフト・クラッチが非常に動的な油圧装置によって開放され、新しいギヤ・シフト・クラッチが閉鎖される。それらのギヤ・シフト・クラッチを操作するとき、入力側の摩擦切断クラッチは、摺動状態に維持される。

【0011】更に、牽引力サポート機構を備えた1つの自動的なステップ・トランスミッションが、ドイツ特許明細書DE 195 48 622号に開示されている。

【0012】最後に、いわゆる「純粋」なダブル・クラッチ・トランスミッションは、例えばドイツ特許明細書DE 38 12 327号から公知である。2つの平行な摩擦クラッチが、トランスミッションの入力側に設けられる。それらの2つのクラッチは、その平行な相互接続が中空シャフト構造によって達成される、トランスミッションの2本の平行な分岐部分を随伴される。それらのギヤは、交互に、一方の駆動機構分岐部分の上に配置され、その後、もう一方の上に配置されるので、オーバーラップする操作において、入力側におけるモータ・トルクは、如何なる牽引力の減少もなしに、一方の分岐部分からもう一方の分岐部分へと移動することが可能であ

る。

【0013】上述のWO93/10378号は、ギヤをチェンジするときにその中央のクラッチが開放されるので、シフティングのときにその牽引力において不愉快な減少が生じるという欠点を有するが、その中断時間は最適化されることが可能である。DE 44 01 812号のトランスミッションでは、その構造が、入力側におけるダブル・クラッチ装置の故に比較的複雑である。更に、その牽引力サポート機構は、第6のギヤのトルクをそれらの駆動輪に対してのみ最も効果的に伝達することが可能である。DE 29 24 656号の複雑性もまた、特にその第1のギヤのためのフリーホイールの故に相当なものである。DE 197 35 759号のコンセプトは、牽引力の中断を完全に回避し得るものではなく、非常に安定した構造を必要とする。DE 38 12 327号において開示されたような真性のダブル・クラッチ・トランスミッションは、それらの2つのクラッチの故に複雑な構造を必要とするだけでなく、トランスミッションを高価なものにする比較的長い中空シャフト構造もまた必要である。

【0014】以上のことを考慮して、本発明の目的は、ギヤ・チェンジが可能な限り迅速であり、切断クラッチとして唯1つの摩擦クラッチが設けられている場合に、最大の実行可能な牽引力サポートが達成され得る、上述の種類のものである自動車のための自動的な駆動機構列並びに駆動機構列を制御する方法を提供することである。

【0015】目的は、部分的な負荷の下における同期化のために適当である同期化手段と、各アクチュエータを制御するための制御装置とを提供することによって、同者の駆動機構列が、実行されるべきギヤ・チェンジの各条件に応じて、ギヤ・チェンジを実行するための3つの実行可能なモードの1つにおいて操作され、それらの3つの実行可能なモードが、開放した摩擦クラッチ、閉鎖した摩擦クラッチ又は摺動する摩擦クラッチに拠るギヤ・チェンジを包含して、上述の自動的な駆動機構列によって達成される。駆動機構列を制御するための上述の方法において、同期化手段は、部分的な負荷の下における同期化のために適当なものであり、同者の駆動機構列は、実行されるべきギヤ・チェンジの各条件に応じて、ギヤ・チェンジを実行するための3つの実行可能なモードの1つにおいて操作され、それらの3つの実行可能なモードは、開放した摩擦クラッチ、閉鎖した摩擦クラッチ又は摺動する摩擦クラッチに拠るギヤ・チェンジを包含する。

【0016】目的は、このようにして完全に達成されるのである。

【0017】分離クラッチとして形成される入力側のクラッチは、ギヤ・チェンジの間、ステップ・トランスミッションの中において常に開放していなければならない

という概念から離れることによって、クラッチは、本発明の2つのモードでは完全に開放されるものではなく、完全に閉鎖したまま（モードB）に留まるか又は摺動状態（モードA）で操作される。車両のモータとトランスミッションの間における駆動接続は、これらの2つのモードにおけるギヤ・チェンジの間は、如何なるときも解放されないものである。

【0018】それらのギヤ・シフト・クラッチの適当な構成を使用すれば、各モードA、Bにおけるシフティングは、離脱されるべきギヤが初めに未だ係合しているときに、そのトルクは、係合することになるギヤのギヤ・シフト・クラッチに対して完全に伝達されるようにして、行われることが可能である。これは、結果として、離脱されるべきギヤのギヤ・シフト・クラッチの上において短い時間に渡って実質的に負荷がないという状態を生じるので、このギヤは、この短い時間間隔の間において容易に離脱される。係合されるべきギヤのギヤ・チェンジの後続の同期化段階において、入力側の摩擦クラッチは、少なくとも部分的に閉鎖したままに留まるので、モータからのトルクは、摺動状態で機能する摩擦クラッチを介し、更には係合されるべきギヤの同期化手段をも介して、車両の駆動輪に対して伝達される。

【0019】それらの同期化手段が部分的な負荷の下における同期化のために適当であるこの機構に拠れば、それぞれのギヤ・シフト・クラッチとは別個の更なる同期化手段なしで、本件の駆動機構列のステップ・トランスミッションを形成することが実行可能である。これは、部分的な負荷の下におけるギヤ・シフティングが上向きシフティング及び下向きシフティングの両方の場合に実行され得るという長所を有する。これとは対照的に、そうでない場合には、中央のホイール・セットの制動装置が上向きシフティングのために必要になり、補足的な駆動手段が下向きシフティングのために必要であることになるのである。

【0020】自動的な駆動機構列及びそれに対応する方法は、WO93/10378号に対比して、本発明の第1の特徴に従ってギヤ・シフティングに牽引力サポート機構を提供する。DE 197 35 759号に対比して、ギヤ・シフティングは、如何なるときも牽引力を中断させることなく行われる。更に、入力側において2つの摩擦クラッチを設けることが必要ではなく、中空シフト構造が必要とされることもない。最後に、駆動機構列のそれらのギヤ・シフト・クラッチは、噛合い係合するようにして形成されるので、係合したギヤを備えた全体のアクチュエータ機構が解放され、如何なる追加のエネルギーも必要とされないものである。これは、信頼性及び効率性の理由のために重要な長所でもある。

【0021】1つの駆動機構列の同じギヤ・チェンジは、それぞれの条件に応じて、3つの異なったモードの1つにおいて実行されることが可能である。結果とし

て、それぞれの条件に応じて、より快適であるか又はよりスポーティなシフティングが実行されることが可能なのである。

【0022】好ましくは、それらの第2のアクチュエータの少なくとも1つは、2つのギヤ・シフト・クラッチを制御するようにして形成される。この機構は、全体として駆動機構列を自動化するためのアクチュエータ装置の複雑性を削減する。好ましくは、それらの2つのギヤ・シフト・クラッチは、互いに連続するものではない各ギヤを随伴される。言い換えれば、隣接する各ギヤが異なったアクチュエータによって操作され、結果として、互いに独立して係合・離脱され得るということが達成されることになる。トランスミッションのそれらのアクチュエータの制御において最大の実行可能なフレキシビリティが達成されるのである。

【0023】特に好適なものは、更なる2つのギヤがシフトされるべき2つのギヤの間に存在する場合である。この機構は、実際には決して連続してシフトされるものではない2つのギヤが常に1つのアクチュエータによって操作されるという利点を有する。本件の装置は、連続的なトランスミッションに関するものではないので、シフティングの際の各ギヤのシーケンスも、隣接するギヤに対して限定されるものではない。従って、マニュアル・トランスミッションだけでなく、自動的な駆動機構列においても、例えばその第4のギヤからその第6のギヤに対してシフトさせるようにして、1つのギヤからその隣のギヤに連続するギヤに対する直接的なシフティングを実行することが概ね実行可能である。

【0024】1つのアクチュエータによって操作されるそれらの2つのギヤの間に2つの更なるギヤが位置する機構に拠れば、牽引力の中断のないシフティングは、1つのギヤからその隣のギヤに対してだけでなく、その隣のギヤの後におけるギヤに対しても実行可能である。1つのアクチュエータによって操作される2つのギヤ・シフト・クラッチを使用するシフティングだけは、このシフティング方式によって実行され得るものではなく、牽引力の中断が生じる。しかしながら、その隣のギヤに連続する2番目のギヤに対するそれらの正確なシフティングは、実際にはドライバーによって決して使用されるものではないということが判明している。

【0025】シフト・トランスミッションは、好ましくは、更なる3つのすべてのアクチュエータが2つのギヤ・シフト・クラッチをそれぞれに制御するようにして形成されるとき、及び最後にそれらの2つのギヤ・シフト・クラッチの各々が互いに隣接するものではない2つのギヤを随伴されるときには、6速の前進ギヤ及び3つの第2のアクチュエータを含むものである。この機構に拠れば、牽引力のサポートを提供しつつ、1つのギヤからそれぞれの隣のギヤに対する6速ギヤ・トランスミッションのすべてのギヤ・シフティングを実行することが可

能である。

【0026】正確に、2つの異なるギヤが、隣接しないギヤ対のすべての間に位置する場合は、特に好適である。これは、ドライバーが実際には1つのギヤからその隣のギヤに連続する2番目のギヤに対するシフティングを必要とすることになるものではないので、前述の理由のために有益なことである。すべてのその他のシフティングは、牽引力のサポート機構なしで、実行されることが可能である。正確に6速のギヤを備えたトランスミッションの場合には、この規則は、結果として、それらの隣接しないギヤ対が、各ギヤ1及び4、各ギヤ2及び5、及び各ギヤ3及び6であるということになる。

【0027】それらの同期化手段は、好ましくは、円錐型の同期を提供する。円錐型の同期装置は、立証された同期化エレメントであり、本発明の駆動機構列のためのものとしてそのようなエレメントを形成することは、比較的容易なことである。それらの円錐型の同期装置は、好ましくは、多段式の円錐を含む。多段式の円錐を使用すれば、それらの同期化手段のシフティング力は、全体として削減されることが可能である。その同期化プロセスは、加速されることも可能である。

【0028】異なる1つの好適な実施例では、それらの円錐型の同期装置は、6度以上のテーパ角度を含む。それらの同期化手段は、より有効に制御され得るものであり、セルフ・ロッキングが、回避されることも可能である。

【0029】異なる1つの好適な実施例では、それらの同期化手段は、マルチ・ディスク式の同期装置を含む。マルチ・ディスク式の同期装置は、容易に制御可能なものであり、より有効に調節可能なものである。

【0030】1つの好適な実施例では、ギヤ・シフト・クラッチは、アクチュエータによって操作される摺動スリーブの上においてギヤ歯の非対称な先端部分を含む。摺動スリーブ及びカップリング本体は、負荷の下において互いにより有効に通される。ギヤ・シフト・クラッチが、アクチュエータによって操作される摺動スリーブ又はカップリング本体の上において背面カッティングを備えるものではない歯プロフィールを含む場合には、更に好適である。このようにすれば、このギヤ・シフト・クラッチによって操作されるギヤは、より容易に離脱されることになる。

【0031】異なる1つの好適な実施例では、ギヤ・シフト・クラッチは、そのカップリング本体又は摺動スリーブの上において背面カッティングを備えた歯プロフィールを含む。この機構は、負荷の下におけるギヤの離脱を阻害するものではない。

【0032】それらの中央ホイール・セット及びそれらに伴伴するギヤ・シフト・クラッチのために中央潤滑装置を設けることは、有益である。浸漬潤滑の場合に生じるようなギヤ・セットのスプラッシュ潤滑に起因する損

失は、何も生じることがない。それらのシフト・エレメントは、より有効且つ確実にオイルを供給されるのである。更に、中央潤滑装置は、負荷の下における同期によって生じる熱がより有効に消散されることを保証するものである。

【0033】本発明の方法では、現在係合しているギヤを離脱させる前において、係合されるべきギヤの同期装置が摺動状態で操作される各モードA、Bにおけるギヤ・チェンジの間に、トランスミッションの入力側に存在するトルクを引き受けることが好適である。この機構に拠れば、係合しているギヤのギヤ・シフト・クラッチは、所定の時間間隔に渡って負荷を免れるので、このギヤもまた、負荷の下において離脱されることが可能である。

【0034】係合しているギヤを離脱させる前において、係合されるべきギヤの同期装置に加えて異なる1つの同期装置を設けることは、有益である。異なる同期装置は、ギヤ・チェンジの中には含まれないギヤのものである。異なる同期装置は、入力に存在するトルクを部分的に引き受けて、係合されるべきギヤを係合させるようにして、摺動状態で操作される。

【0035】特に好適な1つの実施例では、係合しているギヤを随伴するギヤ・シフト・クラッチは、その離脱の前に離脱方向に付勢されている。付勢に拠れば、離脱されるべきギヤは、負荷解放状態に到達するや否や、「ジャンピングする」ようにして離脱する。

【0036】異なる1つの好適な実施例では、摩擦クラッチは、シフティングの間、部分的に開放（モードA）され、及び/又は、モータによって供給されるトルクが、モータ・アクチュエータによって削減される（各モードA、B）。トランスミッションの入力側に存在するトルクは、係合されるべきギヤの同期装置の過負荷を防止すべく削減されるのである。モータ・アクチュエータは、「電子的なガス削減」によって入力トルクを削減するようにして、モータ管理の中において標準的に相互作用する。

【0037】最後に、各モードA、Bでは、先行して係合していたギヤを離脱させた後においてシフト・トランスミッションに対して入力されるトルクは、同期速度に到達した後、且つ係合されるべきギヤの係合の間に、短い時間に渡って削減されるということが好適である。これは、トルクを同期装置からそれに随伴するホイール・セットのアイドルに対して伝達する際の回転速度の差を削減し、或いは完全に回避するのである。

【0038】異なる利点及び特徴は、好適な実施例に関する以下の説明から明瞭になるであろう。上述の特徴並びに以下で論議されることになる特徴は、所定の組合せにおいて適用可能であるだけでなく、本発明の範囲から離れることなくその他の組合せにおいて存在し或いは単独で採用されることもまた可能であると理解されるであ



ろう。

【0039】本発明の実施例は、各図面において図示されるものであり、以下で更に詳細に説明されることになる。

【0040】自動車用の駆動機構列は、図1において示され、参照番号10で概略的に表示されている。駆動機構列10は、特に内燃機関であるモータ12と、切断・始動クラッチとして形成される単一の摩擦クラッチ14と、ステップ・トランスミッション（シフト・トランスミッション）16を含む。

【0041】モータ駆動軸18は、クラッチ14の入力エレメント（図示略）に対して接続される。クラッチ14の出力エレメント（これもまた図示略）は、トランスミッションの入力軸20に対して接続される。

【0042】シフト・トランスミッション16は、自動車における長手方向アセンブリに関する標準的な構造を有し、入力軸20に対して同心的に配列されるトランスミッション出力軸22を含む。参照番号24は、それらのシャフト20、22に対して平行に配列されるレイシャフト（副軸）を表示している。

【0043】シフト・トランスミッション16は、1速から6速までの前進ギヤ及びリバース・ギヤRのためのものである7個のホイール・セット30、32、34、36、38、40、42を含む。その第5のギヤのためのホイール・セット38は、入力軸20と副軸24の間において安定した係合を確立する。第5のギヤは、入力軸20及び出力軸22が互いに対して直接に連動するようにして接続される、ダイレクト・ギヤとして設けられている。

【0044】安定した係合のホイール・セット38から始まって、それらのホイール・セットの各アイドルは、第3のギヤのためのホイール・セット34、第2のギヤのためのホイール・セット32、第6のギヤのためのホイール・セット40、第4のギヤのためのホイール・セット36、第1のギヤのためのホイール・セット30、及びリバース・ギヤのためのホイール・セット42というシーケンスで、出力軸22の上に配列される。それらに対応する固定ホイールは、図面では参照番号を付与されていない。それらは、副軸24に対する回転に対して固定されるようにして接続される。

【0045】ギヤ・シフト・クラッチ（ギヤ・チェンジャ）44、46、48、50、52、54は、前進ギヤを1速から6速までシフティングするために設けられている。図1の概略的な図面において理解され得るように、2つのギヤ・チェンジャは、それぞれに對を為して組み合わせられているので、それらは、ギヤ・チェンジャ対毎に1つのアクチュエータによってそれぞれに反対の方向に操作されることが可能である。

【0046】自動的な駆動機構列10のそれらのアクチュエータは、クラッチ14を操作するための第1のアク

チュエータ60を包含する。3つの第2のアクチュエータ62、64、66が、シフト・トランスミッション16のために設けられている。第3のアクチュエータ68は、モータ12に影響を与えるという目的を有する。全体で5個のそれらのアクチュエータは、中央制御装置70によって制御される。アクチュエータ62は、第1及び第4のギヤのための各ギヤ・チェンジャ44、50を操作する。アクチュエータ64は、第2及び第6のギヤのための各ギヤ・チェンジャ46、54を操作する。アクチュエータ66は、第3のギヤ及び第5のダイレクト・ギヤのための各ギヤ・チェンジャ48、52を操作するのである。

【0047】明白であるように、30から40のそれらのホイール・セット及びそれらに対応する44から54のギヤ・チェンジャは、何れのアクチュエータ62、64、66もが連続するギヤを操作しないようにして、配列される。その代わりに、アクチュエータ62は、第1及び第4のギヤを操作し、アクチュエータ64が、第2及び第6のギヤを操作し、アクチュエータ66が、第3及び第5のギヤを操作するのである。これらのものは、ギヤ・チェンジャが実際にはドライバーによって決して要求されることのないギヤの対である。言い換えると、第1速から第4速のギヤ、或いは第2速から第6速のギヤにシフトすることは、実際に一般的ではないのである。これに対比して、標準的なギヤ・チェンジは、1つのギヤからその隣の隣接するギヤ、即ち1速から2速、2速から3速などである。

【0048】それらのホイール・セット及びギヤ・チェンジャの上述の配列は、以下で説明されるように、これらの種類のギヤ・チェンジャのために特に適している。

【0049】本発明の駆動機構列の代替的な形態10'が、図2に示されている。その基本的な構造は、図1の駆動機構列10のものと全く同じである。如何なる別個の参照番号も図2には示されていないので、この実施例は、図1のものと同一エレメントを含む。駆動機構列10'のステップ・トランスミッション16'では、第5のギヤのための安定した係合のホイール・セット38'から始まって、2速、3速、6速、4速、1速及びRの各ギヤのためのそれらのホイール・セット32'、34'、40'、36'、30'、42'の各アイドルは、出力軸22'に沿ってこのシーケンスで配列される。それらに対応する固定ホイールは、副軸の上における回転に対しても固定される。

【0050】第2及び第3のギヤのためのホイール・セットだけが交換されているので、アクチュエータ64'は、ここでは、第3及び第6のギヤの係合を提供するのであるということが認識される。アクチュエータ66'は、第2及び第5のギヤの係合を提供するのである。この実施例は、1速から4速、2速から5速及び3速から6速というギヤ・チェンジを除くすべてのギヤ・



チェンジのために適当である。これらの3つのギヤ・チェンジの何れのものも、シフティングが上向きであろうと下向きであろうとに関わらず、実際には重要ではないということが認識される。すべての場合に、1つのアクチュエータは、1つのギヤ及びそこから3番目に並ぶギヤのためのものとして機能する。

【0051】両者のトランスミッション16及び16'における44から54のそれらのギヤ・チェンジは、円錐型の同期化手段を装備されるそれらの図目では示されていないが、それらの円錐型同期化手段の各々は、多段式の円錐形式のものであって、6.5度以上のテーパ角度を有するものであり、結果として、それらの同期化手段は、より有効に調節されることが可能であり、セルフ・ロッキングが回避されるのである。更に、ギヤ・チェンジの各々の対は、軸方向において摺動可能であり、シフティング・フォークによって操作される、摺動スリーブを装備される。それらの同期化手段は、以下で説明されるように、従来のシフト・トランスミッションの場合よりも大きな力に曝されるので、磨耗に関して最適化される駆動機構カップリング・エレメント（ストッパ本体）が設けられる。

【0052】更に、それらのギヤ・チェンジの摺動スリーブのギヤ歯は、負荷の下における摺動スリーブ及びカップリング本体のより有効な係合を達成するために、非対称の先端部分を有する。これもまた負荷の下においてより簡単な離脱を達成するために、摺動スリーブのギヤ歯は、平行であり、背面カッティングなしで形成される。その一方で、それに対応する同期化手段のカップリング本体は、背面カットした歯を供えて形成されるのである。それとは反対に、摺動スリーブのギヤ歯が背面カットされ、カップリング本体の歯が背面カッティングを欠いて設けられるということも可能である。

【0053】それらのアクチュエータ60, 62, 64, 66は、電気機械的なアクチュエータ、油圧的なアクチュエータ、又は圧縮空気のアクチュエータであることも可能である。しかしながら、電気機械的なアクチュエータが好適である。それらの同期化手段を円錐型の同期装置として設ける代わりに、マルチ・ディスク式の手段もまた、代替的に実行可能である。

【0054】更に、それらのトランスミッション16及び16'は、それらのホイール・セット及びそれらのギヤ・チェンジのシフト・エレメントのために中央潤滑手段（図示略）をそれぞれに設けられるものであり、浸漬潤滑の場合のようなそれらのホイール・セットのスプラッシュに起因する損失が回避される。更になお、それらのシフト・エレメントは、より有効かつより確実にオイルを供給される。更になお、特に重要なことは、部分的な負荷の下における同期によって展開される熱がより効果的に消散されるということである。中央潤滑装置は、機械的又は電氣的に駆動されるポンプによって、そ

れ自体は公知である様式に従って設けられることが可能である。

【0055】以上のことから理解され得るように、44から54のそれらのギヤ・チェンジは、シフトされる状態において補足的なエネルギーを何も必要としない噛合いギヤ・チェンジである。

【0056】ここで、図1及び図2におけるそれらの駆動機構列10, 10'の機能が、図3を参照して説明されることになる。図3では、4つの流れ図が、互いに上下に重ねられて示されている。その上部のダイアグラムは、トランスミッションの入力側に存在するトルク $M_E$ を示している。モータの駆動軸18の回転速度 $n_H$ が、その下に示されている。係合されるべきギヤのギヤ・チェンジの同期化手段によって受け入れられることになる、いわゆる同期化トルク $M_S$ が、その下に示されている。最後に、図3は、その底部において、トランスミッションの出力側に存在する駆動トルク $M_A$ を示している。図3は、第1から第2のギヤへのチェンジに関するものである。

【0057】しかしながら、それらの駆動機構列10, 10'に拠るギヤ・チェンジに関する以下の説明は、その他のすべての上向き及び下向きのギヤ・チェンジに関しても同じ意味で適用され得るものである。

【0058】時間 $t_1$ では、車両は、第1のギヤにおいて運転され、クラッチ14は、閉鎖されている。従って、そのフル・モータ・トルク $M_H$ は、 $n_1$ の速度では、トランスミッションの入力側に存在している。第1のギヤを離脱させて第2のギヤに係合させよという命令は、例えば、機械的な事象が電氣的な命令信号に変換されるボタン又はギヤ・シフト・レバーによって手動でドライバーによって提示されることが可能である。しかしながら、そのような命令信号は、例えば車両のパラメータ及び所定のガス・ペダル位置からギヤのチェンジが必要とされているということを制御装置70が認識するとき、制御装置の中において生成されることも可能である。

【0059】その後、第2のギヤに対するチェンジの命令信号が時間 $t_1$ において生成されると、以下のようなプロセスが、時間 $t_2$ に達するまで生じることになる。駆動機構列10のアクチュエータ64（駆動機構列10'のアクチュエータ66'）は、第2のギヤのギヤ・チェンジ46のための同期装置に負荷を掛けるべく、操作される。第2のギヤのギヤ・チェンジ46の同期装置は、徐々に同期化トルク $M_S$ を引き受けることになる。それと同時に、入力側におけるトルク $M_E$ は、アクチュエータ66に拠るモータ12の電子機器の操作によって、及び／又は、アクチュエータ60によってクラッチ14を部分的に開放することによって削減される。従って、トルク $M_S$ は、時間 $t_2$ に達するまで低下するが、0にはならないので、クラッチ14は、完全には開放さ

れない。

【0060】図3には示されていないこれらのプロセスに平行して、アクチュエータ62は、バイアスを掛けられる。即ち、第1のギヤの離脱の方向における力が、第1のギヤのためのギヤ・チェンジャ44に対して掛けられるのである。 $t_1$ と $t_2$ の間における時間間隔の間、トルク $M_5$ の所定の部分が、第1のギヤのギヤ・チェンジャ44を介して伝達されるので、それに随伴するアクチュエータ62のこのバイアス付勢は、第1のギヤを直ちに離脱させることにはならない。トルク $M_5$ が第2のギヤのギヤ・チェンジャ46の同期装置によってほぼ完全に引き受けられるとき( $t_2$ )にのみ、第1のギヤは、アクチュエータ62のバイアス付勢の故に「ジャンピングする」ようにして離脱するのである。

【0061】 $t_2$ と $t_3$ の間の段階において、同期化は、その後、第2のギヤのギヤ・チェンジャ46の同期装置によって行われる。この同期化は、部分的な負荷の下において行われる。何故なら、削減されたがゼロではない部分的なトルク $M_7$ が、この間隔の間にも、トランスミッションの入力側に存在するからである。

【0062】時間 $t_3$ において、第2のギヤのための同期化速度が、達成される。それに随伴する摺動スリーブは、ここで、完全にシフトされ、結果として、同期装置本体が残されるので、第2のギヤのカップリング本体に対して確実に係止されることになる。これは、 $\Delta t$ で表示された時間間隔において非常に迅速に行われる。しかしながら、この時間間隔における同期化が失われてしまうことを回避するために、即ち、同期化されるそれらのエレメントの間において再び生じる回転速度の差を回避するために、入力におけるトルクは、短い周期の間、更に削減することも可能である。これは、クラッチ14を更に開放するアクチュエータ60の対応する作用によって、或いはアクチュエータ68によってモータ管理を操作することによって行われることになる。入力トルク $M_5$ のこの短い削減は、図3では、参照番号72で示されている。

【0063】所定の状況下では、この特徴は、例えば摺動スリーブの歯の上に非対称の先端部分を設けることによって、係合されるべきギヤ(ここでは、第2のギヤ)のギヤ・チェンジャの確実且つ快適なスイッチングが存在するということが保証され得る場合には、放棄されることも可能である。

【0064】時間 $t_3 + \Delta t$ において、第2のギヤは、確実な様式で係合される。クラッチ14は、ここでは、完全に閉鎖されることが可能であるので、時間 $t_4$ において、モータのフル・トルク $M_8$ は、入力側に存在することになる。

【0065】第2のギヤから第3のギヤへの次のギヤ・チェンジの場合、アクチュエータ64(10'のためのアクチュエータ66')は、離脱方向に付勢され、アク

チュエータ66(10'におけるアクチュエータ64')は、第3のギヤのギヤ・チェンジャ48のための同期装置を作動させるべく、操作される。

【0066】時間 $t_1$ と $t_2$ の間において、係合されるべきギヤの同期装置は作動されるが、離脱されるべきギヤは未だ係合しているので、即ち、それが常に摺動状態で機能するので、「初期の同期化」について議論することも可能である。この初期同期化は、離脱されるべきギヤのアクチュエータによって操作されるものではない同期化手段によってのみ生じることが可能であると理解されるであろう。従って、係合されるべきギヤの同期装置に拠る初期同期化に加えて、それに随伴するアクチュエータが係合されるべきギヤ又は離脱されるべきギヤに対応するものでない限り、更なるギヤの同期装置に拠る平行した更なる初期同期化が生じることも可能であるということが理解されるであろう。

【0067】ギヤ・チェンジ戦略の先行技術のものに対する比較は、図4において定性的に提示される。自動的な駆動機構列に拠る従来のシフティングは、その中央クラッチ14が1つのギヤを離脱させる前に開放されるように成した $M_A$ として示されている。結果として、入力トルクは、従って車両の駆動力(牽引力)もまた、ゼロにまで低下する。その新しいギヤが係合されるときにのみ、クラッチ14が閉鎖され、トルクが再び伝達されることになる。従って、トランスミッションの出力側において、例えば第1のギヤのものであるトルク $M_1$ は、切断クラッチが開放されるまで存在する。ギヤをチェンジして摩擦クラッチを再び閉鎖した後に、第2のギヤのトルク $M_2$ が、存在するのである。例えば最高速のギヤに拠る平行分岐部分を介するものである牽引力サポート機構を有する自動的な駆動機構列を使用すれば、駆動トルク $M_A$ は、上述の時間間隔においてゼロにまで達するものではなく、この時間の間に、例えば第6のギヤのトルクであるもう1つのギヤの橋渡しトルク $M_0$ が伝達されることになる。これは、 $M_A'$ で表示されている。

【0068】 $M_A$ で表示される本発明に拠れば、橋渡し時間間隔においてより大きなトルクが伝達されることが可能であるだけでなく、ギヤ・チェンジが速かに迅速に行われることもまた可能である。何故なら、速かに少数のエレメントが作動されることだけが必要であり、従って、それらのシフティング時間が速かに少ないからである。

【0069】以上のことから理解され得るように、それらの同期化手段を包含するそれらのギヤ・チェンジャは、部分負荷シフティング・エレメントとして形成されなければならない。駆動機構列は、ギヤ・チェンジの間、常に(部分的な)負荷の下に留まるので、如何なる弛緩振動も発生することがない。即ち、より有効な振動・騒音作用が、結果として生じるのである。それらのギ

ヤ・チェンジャは、確実な（係止を形成する）ものとして形成されるので、シフトされる状態において如何なる追加のエネルギーも必要とされないことになる。

【0070】摺動スリーブのギヤ歯のそれらの先端部分の非対称な形態は、好ましくは上向きシフティングの際に、1つの回転方向においてのみ作用するようにして設けられるということが理解されるであろう。この理由のために、その非対称な形態は、トルクの最も大きな飛躍が予測されることになるそれらのギヤ、即ち第2及び第3のギヤに対して限定されるべきである。

【0071】伝達されるべきトルクは、ギヤ・チェンジ・プロセスの間におけるクラッチ14の変調によって影響を受けることも可能である。上向きシフティングの際には、モータの回転運動エネルギーが、前進駆動のために利用されることも可能である。

【0072】図5は、参照番号80で概略的に示される、本発明に従った駆動機構列の第3の実施例を示している。駆動機構列80は、自動車における横方向アセンブリのための3本のシャフトを備えた構造において6速のギヤを備える、トランスミッションを含む。駆動機構列80の構造は、乾式摩擦クラッチとして形成される単一のクラッチ14”によって車両のモータ（図示略）に対して接続され得る、トランスミッション入力軸20”を包含する。駆動機構列80は、2本の副軸24a、24bをも更に含む。リバース・ギヤ、第3のギヤ及び第4のギヤのためのそれらのホイール・セットの各アイドルは、副軸24aの上に設けられる。第1、第5、第6及び第2のギヤのためのそれらのホイール・セットの各アイドルは、副軸24bの上に配列される。それらの副軸24a、24bは、概略的に図示されたディファレンシャル82に対して駆動機構ホイール・セット81を介して接続される。

【0073】アクチュエータ84は、第4のギヤのためのホイール・セットに随伴される。1速及び5速、2速及び6速、及び3速及びRの各ギヤは、1つのアクチュエータによって対を為してそれぞれにシフトされる。それらのアクチュエータの各々は、第4のギヤのためのアクチュエータ84と同様に構築されるものであり、円錐状の摩擦エレメント86の形態を採る同期化手段と、摺動スリーブ90によって操作され得る噛合いクラッチ88とを含む。本件の実施例では、同期化手段は、摺動状態でトルクを伝達することが可能である任意の形式の摩擦エレメントとして理解されるべきである。更に、それらの同期化手段は、その名称が示すように、それらの回転速度を整合化させるものとして適当であるべきである。しかしながら、それらの同期化手段がそれらの速度の完全な整合化を達成するということは、必要ではない。更になお、所定の条件下では、回転速度における所定の差が未だ存在するときには噛合いカップリング88をシフトさせることもまた実行可能であるようにして、

それらの同期化手段を形成することが適当であるということさえも可能である。

【0074】本発明の意味における同期化手段は、それがギヤ・チェンジャ84の同期装置86であろうと図1における駆動機構列の44から54の各ギヤ・チェンジャの同期装置であろうとに関わらず、それらの速度に整合化させるプロセスが部分的な負荷の下において摺動操作で実行されるようにして、形成される。部分的な負荷の下における操作のケイパビリティは、それらの同期化手段がそれぞれのギヤのギヤ比を掛けられる最大のフル・モータ・トルクを摺動操作において伝達するものではなく、多くてもその75パーセントだけ伝達するということを意味する。75パーセントという値は、そのモータが比較的小さなトルクを産み出す小型自動車の場合でも、恐らくは達成可能である。より大きなトルクを有する自動車の場合、このパーセント値は、例えば50パーセント或いは30パーセントほどまで、より小さいものであることもまた可能である。

【0075】図6は、シフティングの間における回転速度のダイアグラムをシフティング時間の関数として示している。シフティング回転速度は、ギヤ・チェンジを導入する際に存在する車両のモータの回転速度として理解されるべきである。シフティング回転速度は、代替的には、ギヤ・チェンジにおいて互いに確実な様式で接続されることになる各エレメント（アイドル及びシャフト）の間における差速度として理解されることも可能である。シフティング時間は、ギヤをチェンジせよという命令の検出から、その新しいギヤが係合されてクラッチが完全に閉鎖されるという状態が達成されるまでの時間間隔である。

【0076】図6のダイアグラムでは、所定のシフティング時間及びシフティング回転速度がそれに対して関係付けられる、様々なシフティング戦略を示している。ギヤ・チェンジに関する周辺条件は、シフティング時間及びシフティング回転速度を包含する。

【0077】戦略Bは、低速のシフティング回転速度における閉鎖したクラッチに拠るギヤ・チェンジを示している。戦略Cは、開放した始動クラッチに拠るものであり、且つ高速のシフティング回転速度におけるものであるギヤ・チェンジを示している。戦略A（Aa及びAbを包含する）は、始動クラッチの摺動操作に拠って、中間的なシフティング回転速度で行われる。それらの戦略A及びBは、500から1000msの範囲内のシフティング時間に拠って快適なシフティングを達成するように意図されるものであるが、戦略Cの目的は、200ms以下のスイッチング時間に拠ってスポーティな様式でシフトさせるということである。

【0078】それらの戦略Aa、Ab、B及びCの位相関係は、図7aから図7dの図面において定性的に示されている。図7におけるそれらの実線は、クラッチ即ち

摩擦切断クラッチの制御信号を示している。それらの破線は、モータのための制御信号を示すものであり、トランスミッションの入力側に存在するトルクをも概略的に示している。それらの一点鎖線は、その古いギヤ即ち離脱されるべきギヤのギヤ・シフト・クラッチの制御信号を示している。それらの点線は、最後に、その新しいギヤ即ち係合されるべきギヤの同期装置の制御信号を示している。近似的なゼロ・ラインは、図7における制御信号のために示されている。説明の目的のために、モータのための制御信号は、ゼロ・ラインの下に位置することもある。

【0079】先ず初めに、シフティング戦略Aaのための状態図が、説明されるものとする。当初、クラッチは、閉鎖され、その古いギヤは、係合され、その新しいギヤの同期装置は、負荷を免れている。段階Iにおいて、モータのトルクは、減少する。係合されるべきギヤの同期装置を作動させることによって、トルクの伝達が行われ、離脱されるべきギヤの負荷の削減に至ることになる。段階Iの終了時において、同期装置の上におけるトルクは、理論的には、モータのトルクに（ギヤ比を考慮して）等しいものである。トルクは、同期装置にとっては、部分的な負荷の下におけるシフティングのためのものとして余り適当ではないのである。

【0080】段階IIにおいて、その古いギヤは、殆ど或いは完全にトルクを免れるようにして、離脱される。それらの速度の整合化は、係合されるべきギヤによって開始される。同期装置の上におけるトルクは、一定に留まるものであり、モータのトルクは、更に削減されることになる。同期装置における速度の差は、削減される。駆動軸の速度は、同期装置の上における過剰なトルクの故に取り出され得るものではない。

【0081】段階IIIにおいて、整合する速度は、係合されるべきギヤによって確立される。その整合化を支援するために、始動クラッチは、摺動状態で操作される。速度の差及び差の勾配は、始動クラッチを作動させることによって、即ち摺動トルクの変更によって制御され調整される。

【0082】段階IVにおいて、係合されるべきギヤにおける回転速度は、所望の領域内に位置する（速度差は、概ね許容可能であり、その限定的な事例では、その差速度は、ゼロである）。その新しいギヤは、係合される。最後に、段階Vにおいて、始動クラッチは、閉鎖され、モータの同期化が、結果として生じることになる。

【0083】戦略Aaの目的は、始動クラッチの中における摺動によって同期装置における速度の整合化を制御し調整することであり、速度差は、可能な限り平坦である勾配によってゼロになることとなる。これは、揺れを免れた接着段階への移行を達成するはずなのである。

【0084】シフティング戦略Abは、それらの段階I、II、IV及びVにおいて戦略Aaのものと全く同様に

進行する。段階IIIにおいて、始動クラッチは、速度の整合化を支援すべく作動されるものであり、規定の摺動トルクを有するようにして制御される。係合されるべきギヤに擬る噛合い係合が達成される前に、即ち、段階IVの前において、クラッチは、再び徐々に閉鎖される。その理想的な事例では、摩擦手段の接着段階への移行の際におけるトルクの減少は、摺動モーメントを増大させることによって排除される。

【0085】戦略Abにおいて、摺動トルクは、同期装置における速度差を整合化させるために必要とされる制御及び調整を削減するようにして調節されるものであり、それが、如何なる場合も、それらの速度の迅速な整合化を許容することになる。接着段階は、比較的急な勾配で達成されるものであり、それは、車両の振動を導く可能性がある。この振動は、段階IIIにおける始動クラッチの中における摺動トルクの増大によって、任意選択的には、調整を欠いた制御のみによって、削減されることが可能である。

【0086】それらの戦略A（即ち、Aa及びAb）において、トルク差は、始動クラッチと同期装置の間において調節される。同期装置における過剰なトルクは、入力端部の回転速度及び出力端部の質量を整合化させるために採用される。

【0087】以下では、戦略Bの下におけるギヤ・チェンジが、図7cを参照して説明される。戦略Aに対比して、始動クラッチは、戦略Bでは操作されない。その他の点では、その手順は、戦略Aaのものと同様であり、その差違だけが簡単に説明されるものとする。段階IIにおいて、既にモータ・トルクを最低限の値に制御し或いは調整していることも、有益であり得ることである。段階IIIにおいて、同期装置の接着段階への移行の際におけるトルクの減少は、その理想的な事例では、モータ・トルクを増大させることによって排除される。

【0088】戦略Bのための制御手段は、戦略Aのためのものよりも遥かに小規模である。何故なら、同期装置が制御されることだけが必要とされるからである。更に、同期装置におけるトルクの変動に対するシステムの感度は、戦略Aにおけるものよりも小さい。何故なら、同期されるべきそれらの質量がより大きいからである。しかしながら、僅かに長めの同期化の時間が生じるかもしれないだけである。同期装置に対して入力されるエネルギーもまた、より大きいということが可能なのである。

【0089】以下では、戦略Cの下におけるギヤ・チェンジが、図7dを参照して説明される。段階Iにおいて、クラッチの開放及びモータ・トルクの減少は、同時に或いは僅かに時間が遅延して行われる。それと同時に、トルクが、同期装置を作動させることによって係合されるべきギヤに対して伝達されることになり、それが、その古いギヤにおける負荷を削減する。段階Iの終

了時において、同期装置におけるトルクは、モータ・トルクに（ギヤ比を考慮して）ほぼ等しいものである。この点に関しては、前述の戦略Aaにおけるものと同じことが、段階Iについても当て嵌まることになる。

【0090】戦略Cの段階IIにおいて、その古いギヤは、離脱される。何故なら、それが、殆ど或いは完全にトルクを免れているからである。速度の整合化は、係合されるべきギヤにおいて行われる。同期装置におけるトルクは、一定に留まり、速度差が削減されるのである。

【0091】段階IIIにおいて、係合されるべきギヤにおける速度の整合化が、更に確立され、クラッチは、初めは完全に開放している。段階IIIの終了時において、係合されるべきギヤにおける噛合い係合に到達する前に、クラッチは、再び徐々に閉鎖される。その理想的な事例では、同期装置の接着段階への移行の際におけるトルクの減少は、摺動トルクを増大させることによって排除される。

【0092】段階IVにおいて、係合されるべきギヤにおける回転速度は、所望の領域内に位置する（速度差は、許容可能であり、その限定的な事例では、その差速度は、「ゼロ」である）。その新しいギヤは、係合される。これに続いて、始動クラッチは、完全に閉鎖され、モータが同期化されることになる。

【0093】戦略Cは、スポーティなシフティング及び／又は「キックダウン」のためのものとして採用される。短いシフティング時間が、同期化されるべきより小さな質量及びオーバーラップ形式のシフティングの故に実現される。牽引の中断が、段階IIIの各部分における完全に開放した始動クラッチの故に生じることになる。しかしながら、中断は、非常に短く維持されることも可能である。

【0094】大きな融通性があり且つ任意選択的に適応される作用が、任意の周辺条件に応じて、3つの基本的に異なったシフティング戦略を1つの駆動機構列のために適用するという可能性によって達成されることが可能なのである。

【0095】本発明は、6速より多いか又は少ない前進

ギヤを備えたトランスミッションに対しても適用可能であると理解されるであろう。更になお、それは、横方向のアセンブリのために設計されたトランスミッションに対しても適用され得るものである。

#### 【図面の簡単な説明】

【図1】第1の実施例に従った自動的な駆動機構列の概略的なトランスミッションを示している。

【図2】第2の実施例に従った自動的な駆動機構列の概略的なトランスミッションを示している。

【図3】本発明の方法に拠る1速から2速への例示的なギヤ・チェンジの時間流れ図を示している。

【図4】先行技術に対する本発明に拠るギヤ・チェンジの定性的な様式における比較を示している。

【図5】第3の実施例に従った自動的な駆動機構列のトランスミッション・ダイアグラムを示している。

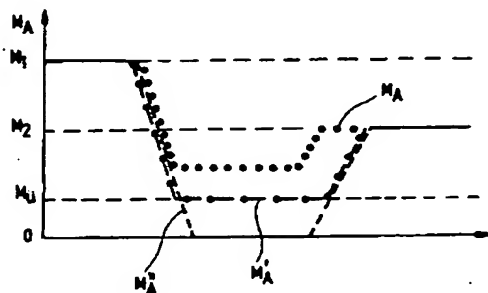
【図6】ギヤ・チェンジにおいて使用されるべき所定の戦略に関する判断基準を図示するダイアグラムを示している。

【図7】aからdは、様々なギヤ・チェンジ戦略を実行するための時間の関数としての制御信号のダイアグラムを示している。

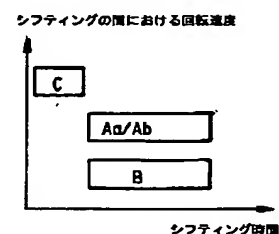
#### 【符号の説明】

- 12 モータ
- 14 クラッチ
- 16 シフト・トランスミッション
- 18 モータ駆動軸
- 20, 22 シャフト
- 24 a, 24 b 副軸
- 30, 32, 34, 36, 38, 40, 42 ホイール・セット
- 44, 46, 48, 50, 52, 54 ギヤ・チェンジャ
- 60, 62, 64, 66 アクチュエータ
- 80 駆動機構列
- 81 駆動機構ホイール・セット
- 84 アクチュエータ
- 90 摺動スリーブ

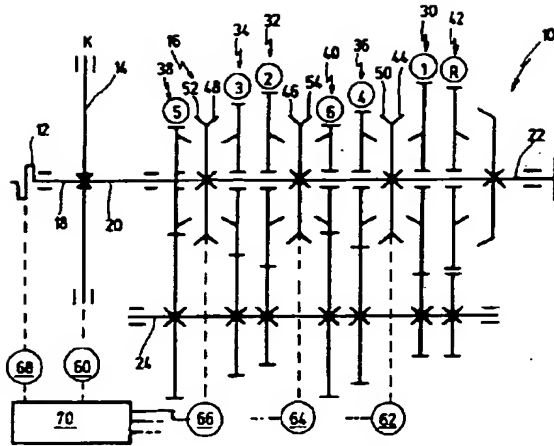
【図4】



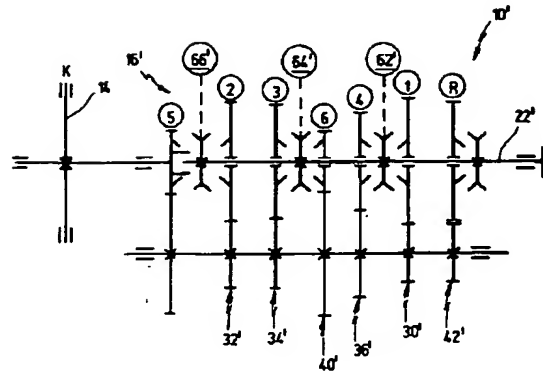
【図6】



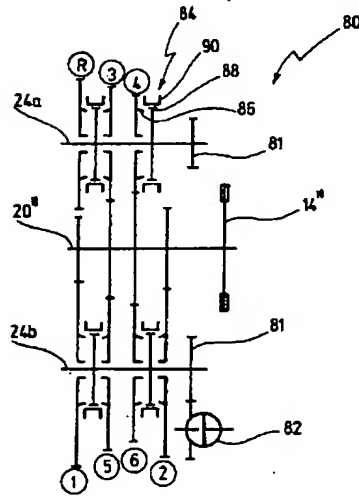
【図1】



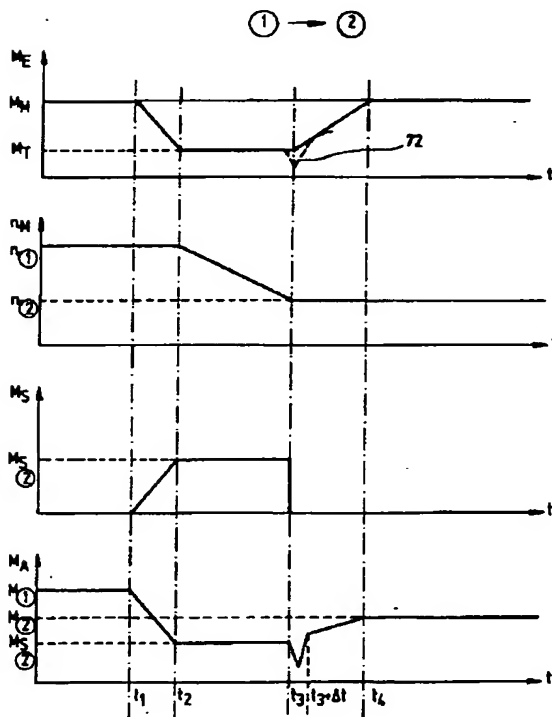
【図2】



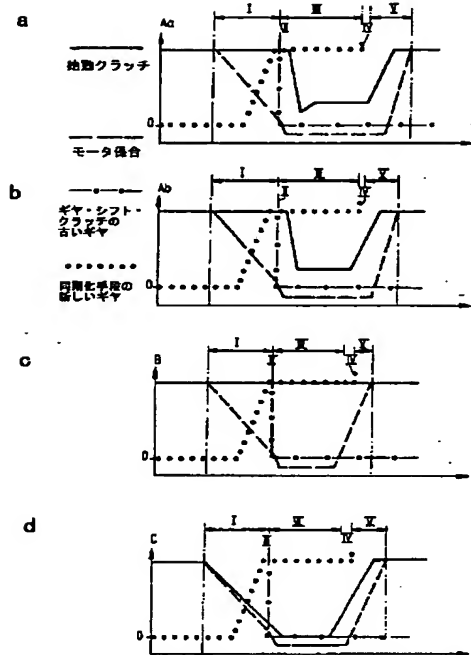
【図5】



【図3】



【图7】



フロントページの続き

(72)発明者 マルティン ゾイフェルト  
ドイツ連邦共和国、デー71229 レオン  
ベルク、 ローゼンガルテンストラッセ

(72)発明者 リヒャルト ハルスト  
ドイツ連邦共和国、 デー74078 ヘイル  
ブロン、 ドロッセルベーク 10



【外国語明細書】

1 Title of Invention

AUTOMATED DRIVE TRAIN FOR A MOTOR VEHICLE AND METHOD OF  
CONTROLLING A DRIVE TRAIN

2 Claims

1. An automated drive train (10) for a motor vehicle, comprising:

a single friction clutch (14), which is actuatable by means of a first actuator (60) and is connected at the input side with a motor (12) of the vehicle,

a step transmission (16) which is connected to the output side of the friction clutch (14) and comprises a first plurality of wheel sets (30, 40) for engaging and disengaging corresponding forward gears (1 - 6) and a corresponding plurality of positive gear shift clutches (44 - 54), the gear shift clutches each having synchronisation means and being actuatable by a second plurality of second actuators (62, 64, 66) for engaging and disengaging the gears (1 - 6), and

a controller (70) for controlling the first actuator (60) and the second actuators (62, 64, 66) in coordination with one another,

characterised in that the synchronisation means are suitable for synchronisation under partial load and the controller (70) controls the actuators (60, 66), such that one and the same drive train (10; 80) is controlled to carry out a gear change under one of three possible modes (A, B, C) depending on the conditions of the gear change to be made, wherein the three possible modes (A, B, C) of gear

changes take place with an opened (C), a closed (B) or with a slipping (A) friction clutch (14).

2. The drive train of claim 1, characterised in that at least one of the second actuators (62, 54, 66) is configured to control two gear shift clutches (44, 50 or 46, 54 or 58, 52), the two gear shift clutches (44, 50 or 46, 54 or 48, 52) are associated with gears (1, 4 or 2, 6 or 3, 5) not neighbouring one another and two further gears (2-3, 3-4, 4-5; 1-4, 3-5) lie between the two gears (1-4, 2-5, 3-6; 1-5, 2-6).
3. The drive train of claim 1 or 2, characterised in that the synchronisation means comprise a cone synchroniser having a cone angle of more than 6°.
4. The drive train claim 1 or 2, characterised in that the synchronisation means comprise a multi-disc synchroniser.
5. The drive train of one of the claims 1 to 4, characterised in that the gear shift clutch has asymmetrically tipped teeth on a sliding sleeve actuatable by the actuator.
6. The drive train of one of the claims 1 to 5, wherein the gear shift clutch comprises gear teeth not having a back cutting on the sliding sleeve actuatable by the actuator, or on the coupling body.

7. A method for controlling a drive train of a motor vehicle comprising:

a single friction clutch (14), which is actuatable by means of a first actuator (60) and is connected at the input side with a motor (12) of the vehicle,

a shift transmission (16) which is connected to the output side of the friction clutch (14) and comprises a first plurality of wheel sets (30, 40) for engaging and disengaging corresponding forward gears (1 - 6) and a corresponding plurality of positive gear shift clutches (44 - 54), the gear gear shift clutches each having synchronisation means and being actuatable by a second plurality of second actuators (62, 64, 66) for engaging and disengaging the gears (1 - 6), where a first actuator (60) and second actuators (62, 64, 66) are controlled in coordinated manner during a gear change,

characterised in that the synchronisation means are suited for synchronising under partial load and the actuators (60 - 66) are controlled such that one and the same drive train (10; 80) is controlled to carry out a gear change under one of three possible modes (A, B, C) depending on the conditions of the gear change to be made, wherein the three possible modes (A, B, C) of gear changes take place with an opened (C), a closed (B) or with a slipping (A) friction clutch (14).

8. The method of claim 7, characterised in that during a gear change (A; B) with closed or slipping friction clutch (14) a synchroniser of the gear to be engaged (e.g. 2) is operated in slip condition before disengaging the old gear (e.g. 1), to take up the torque  $M_e$  present at the input of the transmission.
9. The method of claim 7 or 8, characterised in that during the gear change, before disengaging the engaged gear (e.g. 1), the associated gear shift clutch (e.g. 44) is biased in disengaging direction.
10. The method of one of the claims 7 to 9, characterised in that during the gear change (A; B), the friction clutch (14) is partially opened and/or the torque  $M_e$  supplied from the motor (12) is reduced by means of a motor actuator (68).
11. The method of claim 10, characterised in that the torque present at the input side of the step transmission (16) is reduced for a short time  $\Delta t$  after disengaging the previously engaged gear (e.g. 1), after reaching the synchronisation speed and during engagement of the gear to be engaged (e.g. 2), to reduce the build up of different speeds when transferring the present torque from the synchroniser to the idler of the associated gear wheel (e.g. 32).

### 3 Detailed Description of Invention

The present invention relates to an automated drive train for a motor vehicle comprising a single friction clutch, which is actuated by an actuator and is connected at the input side to the motor of the vehicle, and a step transmission connected to the output side of the clutch. The transmission comprises a first plurality of wheel sets for engaging and disengaging corresponding forward gears and a corresponding plurality of positive gear shift clutches, each having synchronisation means. The gear shift clutches can be actuated for engaging and disengaging the gears by a second plurality of second actuators. A controller coordinates the control of the first actuator with the second actuators.

The invention further relates to a method for controlling a drive train of a motor vehicle, which comprises a first plurality of wheel sets for engaging and disengaging the corresponding forward gears and a corresponding plurality of positive gear shift clutches, each having synchronisation means. The gear shift clutches can be actuated for engaging and disengaging the gears by a second plurality of second actuators. When changing gears, the first actuator is controlled to be coordinated to the second actuators.

Such an automated drive train and such a method are disclosed in WO93/10378. In transmissions for motor vehicles, particularly passenger vehicles, one distinguishes generally between automatic transmissions and manual transmissions. The former comprise a hydro-dynamic torque converter and a plurality of planet wheel sets, which are controlled by overlapping braking and coupling means, so that no interruption of the driving force occurs when changing gears.

Manual transmissions in contrast are step transmissions with a layshaft arrangement. When changing gears, an interruption of the traction force occurs between the time one gear is disengaged and a new gear is engaged, because the friction clutch associated with the transmission is opened (typically a starting clutch configured to be a dry clutch). Thereby, the motor is completely decoupled from the transmission and therefore also from the vehicle drive wheels.

It is standard in automotive transmissions of today that a locking synchroniser is provided for each positive gear shift clutch for engaging and disengaging gears. A locking synchroniser comprises a synchronising means (typically a friction coupling) through which a matching of the rotary speed between a wheel set and a shaft (drive shaft) takes place when the friction clutch is open, i.e. not under load. A locking means of the synchroniser prevents or impairs a positive engagement of the gear shift clutch (i.e. the engagement of the gear) until a matched speed is nearly attained.

While the traction force decrease when changing gears by manual shifting is considered to be not particularly unpleasant, the

associated "nicking" of the automobile is considered to be less comfortable when the step transmission is automated. In automated step transmissions, the actuation of the friction clutch and gear shift clutches is undertaken by a controller which coordinates actuators, instead of being done by the hand and foot. The traction force interruption is found to be uncomfortable, because with an automated step transmission, the driver is not occupied during gear changing.

Various attempts have been made to mitigate this problem. In the step transmission known from WO93/10378, an attempt is made to shorten the duration of the traction force decrease interruption. This is achieved by two measures. In the transmission disclosed there, two gears, not in sequence with one another, are arranged in one shifting group. In addition, the locking synchronisers of more than one group are activated simultaneously when changing gears. In other words, when disengaging the previous gear (old gear), the synchronisation to the rotary speed of the following gear takes place not only with the associated locking synchroniser, but in addition with the locking synchroniser of an additional gear. The times associated with shifting are to be reduced, which achieves shorter shifting times. The duration of traction force decrease is therefore reduced.

A further principle to reduce the traction force decrease is disclosed in the German patent application DE 44 01 812. Instead of a single friction clutch at the input side, a double clutch system is provided. One clutch of the double clutch system associated with the transmission input shaft is for the gear ratios one to five, while the second clutch is associated



with the highest gear, namely the sixth gear. During shifting in the lower gears, where the first clutch is first completely opened in known manner and then closed after the shifting, the second clutch, normally open, is closed for a short period, so that the torque of the sixth gear is supplied to the drive shaft of the transmission for a short time. However, when shifting in the lower gears, a considerable traction force decrease still occurs because the torque of the sixth gear is considerably less than that of the lower gears.

The German patent application DE 29 24 656 discloses a further shift transmission in which a single friction disconnection clutch is provided at the input side and in which the wheel set for the second gear does not have the conventional gear shift clutch, but has a wet multi-disc friction clutch. Furthermore, the idler of the first gear is mounted freely on the corresponding shaft. Thus when changing from the first to the second gear, the torque of the motor at the input side of the transmission can be applied to the second gear without opening the friction disconnection clutch and without decrease of the traction force. The change in higher gears however takes place with traction force decrease since for these changes the input side disconnection clutch must be opened.

An automated change speed transmission is disclosed in the German patent application DE 197 35 759. The gear shift clutches for engaging and disengaging the gears are configured as pure positive clutches in the form of claw or draw key couplings. Shifting takes place in that the relative angular position of the elements to be connected is monitored and a signal is output in the ready condition. One gear shift clutch is then

opened by a highly dynamic hydraulic system and a new gear shift clutch is closed. When actuating the gear shift clutches, an input side friction disconnection clutch is held in slip condition.

In addition, an automated step transmission with traction force support is disclosed in the German patent DE 195 48 622.

Finally, the so-called "genuine" double clutch transmissions are known, for example from the German patent DE 38 12 327. Two parallel friction clutches are provided on the input side of the transmission. The two clutches are associated with two parallel branches of the transmission, where the parallel interconnection is achieved with a hollow shaft construction. The gears are alternately located on one and then the other drive branch, so that in overlapping operation, the motor torque at the input side can transfer from one branch to the other branch without any traction force decrease.

The mentioned WO93/10378 suffers from the drawback that the central clutch is opened when changing gears so that an uncomfortable decrease in the traction force takes place when shifting, although the interruption time can be optimised. In the transmission of DE 44 01 812, the construction is comparatively complicated due to the double clutch arrangement at the input side. Further, the traction force support can only maximally transmit the torque of the sixth gear to the drive wheels. The complexity of DE 29 24 656 is also considerable, in particular due to the free wheel for the first gear. The concept of DE 197 35 759 cannot completely avoid traction force interruption and requires a very stable construction. The true double clutch

transmission, as disclosed in DE 38 123 27 requires not only constructive complexity due to the two clutches, a comparatively long hollow shaft construction is necessary which makes the transmission expensive.

In view of the above, the object of the present invention is to provide an automated drive train and a method of controlling a drive train for a motor vehicle of the mentioned type, in which gear changing is as fast as possible and in which the greatest possible traction force support can be achieved, where only one friction clutch is present, provided as a disconnection clutch.

The object is achieved with the mentioned automated drive train, by providing synchronisation means suitable for synchronising under partial load and a controller for controlling actuators such that the same drive train is operated in one of three possible modes to carry out the gear change, depending on the conditions of the gear change to be made, wherein the three possible modes include gear changing with an opened friction clutch, a closed friction clutch or a slipping friction clutch. In the mentioned method for controlling the drive train, the synchronisation means are suited for synchronising under partial load and the same drive train is operated in one of three possible modes to carry out the gear change, depending on the conditions of the gear change to be made, wherein the three possible modes include gear changing with an opened friction clutch, a closed friction clutch or a slipping friction clutch.

The object is completely achieved in this manner.

By departing from the idea that the input side clutch configured as a separating clutch must always be open in a step transmission during the gear change, the clutch is not completely opened in two modes of the present invention, but remains either completely closed (mode B) or is operated in slip condition (mode A). The drive connection between the motor of the vehicle and the transmission is not released at any time during the gear change in these two modes.

With suitable configuration of the gear shift clutches, shifting in modes A, B can take place such that when the gear to be disengaged is initially still engaged the torque is completely transferred to the gear shift clutch of the gear to become engaged. This results in a condition of substantially no load for a short time on the gear shift clutch of the gear to be disengaged, so that this gear is easily disengaged in this short time interval. In the following synchronising phase of the gear changer for the gear to be engaged, the input side friction clutch remains at least partially closed, so that the torque from the motor is transferred via the friction clutch working in slip operation and via the synchronisation means for the gear to be engaged to the drive wheels of the vehicle.

With this feature, that the synchronisation means are suited for synchronising under partial load, it is possible to configure the step transmission of the present drive train without further synchronisation means apart from the respective gear shift clutches. This has the advantage that gear shifting under partial load can be carried out both when shifting upwardly and shifting downwardly. In contrast, a central wheel set brake would otherwise be necessary for shifting upwardly and for

shifting downwardly an additional drive means would be necessary.

The automated drive train and the corresponding method provide gear shifting according to a first aspect of the invention with traction force support, in contrast to WO93/10378. In contrast to DE 197 35 759, the gear shifting takes place without traction force interruption at any time. Further, it is not necessary to provide two friction clutches at the input side and a hollow shaft construction is not required. Finally, the gear shift clutches of the drive train are configured to make a positive engagement, so that the entire actuator mechanism with an engaged gear is relieved and no additional energy is required. This is also an important advantage for reasons of reliability and efficiency.

The same gear change of a drive train can be carried out in one of three different modes depending on the respective conditions. Thus, depending on the respective conditions, more comfortable or more sporty shifting can be carried out.

Preferably, at least one of the second actuators is configured to control two gear shift clutches. This feature reduces the complexity of the actuator system as a whole for automating the drive train. Preferably, the two gear shift clutches are associated with gears which are not in sequence with one another. In other words, it is achieved that neighbouring gears are actuated by different actuators and therefore can be engaged and disengaged independently from one another. The greatest possi-

ble flexibility in the control of the actuators of the transmission is achieved.

Particularly preferred is when the further two gears lie between two gears to be shifted. This feature has the advantage that two gears are always operated by one actuator, which in practice are never shifted in sequence. Since the present arrangement does not concern a sequential transmission, the sequence of the gears when shifting is not limited to neighbouring gears. Thus it is generally possible not only in manual transmissions but also in automated drive trains to carry out shifting directly from one gear to the gear following the next gear, for example to shift from the fourth gear to the sixth gear.

With the feature that two further gears lie between the two gears being operated by one actuator, shifting without traction force interruption is possible not only from one gear to the next gear, but also the gear after next gear. Only shiftings using two gear shift clutches, which are operated by one actuator, cannot be performed with this shifting strategy, so that a traction force interruption occurs. However, it has been shown that precisely those shiftings to a gear second following the next gear are practically never used by a driver.

The shift transmission preferably comprises six forward gears and three second actuators when further all three second actuators are configured to control two gear shift clutches each and when finally each of the two gear shift clutches is associated with two gears which are not neighbouring one another. With this feature it is possible to carry out all gear shiftings of

a six gear transmission from one gear to the respective next gear while providing traction force support.

It is particularly preferred when precisely two further gears lie between all of the non-neighbouring gear pairs. This is of advantage for the mentioned reasons, because a driver in practice will never require a shifting from one gear to the gear second following the next gear. All other shiftings can be carried out with traction force support. For a transmission with exactly six gears, this rule results in that the non-neighbouring gear pairs are the gears 1 and 4, the gears 2 and 5 and the gears 3 and 6.

The synchronisation means preferably provide a cone synchronisation. Cone synchronisers are proven synchronising elements and it is comparatively easy to configure such elements for the drive train of the present invention. The cone synchronisers preferably comprise a multiple cone. With a multiple cone, the shifting force of the synchronisation means can be reduced on the whole. The synchronising process can be accelerated.

In a further preferred embodiment, the cone synchronisers comprise a cone angle of more than  $6^\circ$ . The synchronisation means can be better controlled and self-locking can be avoided.

In a further preferred embodiment, the synchronisation means comprise multi-disc synchronisers. Multi-disc synchronisers are easily controllable and are better adjustable.

In a preferred embodiment, the gear shift clutch comprises an asymmetric tip of the gear teeth on a sliding sleeve actuated



by the actuator. The sliding sleeve and the coupling body are better passed through each other under load. Further preferred is when the gear shift clutch comprises a tooth profile without back cutting on the sliding sleeve actuated by the actuator or on the coupling body. In this manner, the gear being actuated by this gear shift clutch is easier to disengage.

In a further preferred embodiment, the gear shift clutch comprises a tooth profile with back cutting on its coupling body or on the sliding sleeve. This feature does not impair the disengagement of the gear under load.

It is of advantage to provide a central lubrication for the wheel sets and the associated gear shift clutches. No losses due to splashing of the gear set occur as does with an immersion lubrication. The shift elements are better and more reliably supplied with oil. Further, the central lubrication ensures that the heat arising by synchronisation under load is better dissipated.

In the method of the present invention, it is preferred during a gear change in modes A, B when a synchroniser of the gear to be engaged is operated in slip condition before disengaging the presently engaged gear, to take up the torque present at the input side of the transmission. With this feature, the gear shift clutch of the engaged gear is free of load for a time interval, so that this gear can also be disengaged under load.

Of advantage before disengaging the engaged gear is to provide a further synchroniser in addition to the synchroniser of the gear to be engaged. The further synchroniser is that of a gear

not involved in the gear change. The further synchroniser is operated in slip condition to partially take up the torque present at the input, for engaging the gear to be engaged.

In a particularly preferred embodiment, the gear shift clutch associated with the engaged gear is biased in the disengaging direction before its disengagement. With the biasing, the gear to be disengaged "jumps" out as soon as the load free condition is reached.

In a further preferred embodiment, the friction clutch is partially opened during the shifting (mode A) and/or the torque provided by the motor is reduced by means of a motor actuator (modes A, B). The torque present at the input side of the transmission is reduced to prevent overloading of the synchroniser of the gear to be engaged. The motor actuator can normally interact in the motor management to reduce the input torque by "electronic gas reduction".

Finally it is preferred in modes A, B that the torque input to the shift transmission, after having disengaged the previously engaged gear, is reduced for a short time, after reaching the synchronisation speed and during the engagement of the gear to be engaged. This reduces or completely avoids differences in rotary speeds when transferring the torque from the synchroniser to the idler of the associated wheel set.

Further advantages and features will become apparent from the following description of preferred embodiments. It will be understood that the above-mentioned features and those to be discussed below are not only applicable in the given combinations,

but may also be present in other combinations or taken alone without departing from the scope of the present invention.

Embodiments of the invention are illustrated in the drawings and will be described in more detail below.

A drive train for an automobile is shown in Fig. 1 and generally indicated with the numeral 10. The drive train 10 comprises a motor 12, in particular a combustion engine, a single friction clutch 14 configured as a disconnection and starting clutch, and a step transmission (shift transmission) 16.

A motor drive shaft 18 is connected to an input element (not shown) of the clutch 14. An output element (also not shown) of the clutch 14 is connected to an input shaft 20 of the transmission.

The shift transmission 16 has the standard construction for longitudinal assembly in a motor vehicle and comprises a transmission output shaft 22 arranged to be concentric with the input shaft 20. Numeral 24 indicates a layshaft (an auxiliary shaft) arranged parallel to the shafts 20, 22.

The shift transmission 16 comprises seven wheel sets 30, 32, 34, 36, 38, 40, 42 for the forward gears one to six and a reverse gear R. The wheel set 38 for the fifth gear establishes constant engagement between the input shaft 20 and the auxiliary shaft 24. The fifth gear is provided as a direct gear, in which the input shaft 20 and the output shaft 22 are directly interlockingly connected to one another.

Starting from the constant engagement wheel set 38, the idlers of the wheel sets are arranged on the output shaft 22 in the sequence of the wheel set 34 for the third gear, the wheel set 32 for the second gear, the wheel set 40 for the sixth gear, the wheel set 36 for the fourth gear, the wheel set 30 for the first gear, and the wheel set 42 for the reverse gear. The corresponding fixed wheels are not given reference numerals in the figure; they are connected to be fixed against rotation to the auxiliary shaft 24.

Gear shift clutches (gear changers) 44, 46, 48, 50, 52, 54 are provided for shifting the forward gears one to six. As can be seen in the schematic diagram of Fig. 1, two gear changers are combined in pairs respectively so that they can be actuated in respectively opposite directions by means of an actuator per gear changer pair.

The actuators of the automated drive train 10 include a first actuator 60 for operating the clutch 14. Three second actuators 62, 64, 66 are provided for the shift transmission 16. A third actuator 68 has the purpose of influencing the motor 12. The total of five actuators are controlled by a central controller 70. The actuator 62 operates the gear changers 44, 50 for the first and the fourth gear. The actuator 64 operates the gear changers 46, 54 for the second and sixth gear. The actuator 66 operates the gear changers 48, 52 for the third and the direct fifth gear.

As is apparent, the wheel sets 30 to 40 and the corresponding gear changers 44 to 54 are arranged such that no actuator 62, 64, 66 operates consecutive gears. Instead, the actuator 62 actuates the first and the fourth gear, the actuator 64 the second and the sixth gear and the actuator 66 the third and the fifth gear. These are pairs of gears, between which a gear change is never required by the driver in practice. In other words, it is not common in practice to shift from the first to the fourth or from the second to the sixth gear. In contrast, normal gear changes are from one gear to the next adjacent gear, i.e. from one to two, two to three, etc.

The mentioned arrangement of the wheel sets and gear changers is particularly suited for these type of gear changes as will be described below.

An alternative form of a drive train 10' of the present invention is illustrated in Fig. 2. The basic construction is identical to the drive train 10 of Fig. 1. Where no separate numerals are indicated in Fig. 2, this embodiment comprises the same elements as in Fig. 1. In the step transmission 16' of the drive train 10', starting from the constant engagement wheel set 38' for the fifth gear, the idlers of the wheel sets 32', 34', 40', 36', 30', 42' for the gears two, three, six, four, one and R are arranged in this sequence along the output shaft 22'. The corresponding fixed wheels are also fixed against rotation on the auxiliary shaft.

One recognises that only the wheel sets for the second and third gears have been interchanged, so that an actuator 64' now provides engagement of the third and the sixth gear. An actuator 66' provides engagement of the second and fifth gears. This embodiment is suitable for all gear changes with the exception of the gear change from one to four, two to five and three to six. One recognises that none of these three gear changes are significant in practice, whether shifting upwardly or downwardly. In all cases, one actuator serves for one gear and the third adjacent gear.

The gear changers 44 to 54 in both the transmission 16 and 16' are equipped with cone synchronisation means. Although not shown in the figures, each of the cone synchronisation means being of a multiple cone type and having a cone angle of greater than  $6.5^\circ$ , whereby the synchronisation means can be better adjusted and where self-locking is avoided. Further, each pair of gear changers is provided with a sliding sleeve, slidable in axial direction, which is actuated by a shifting fork. Drive coupling elements (stop bodies), optimised with respect to wear, are provided since the synchronisation means as described below are subject to higher forces than that in conventional shift transmissions.

Further, the gear teeth of the sliding sleeves of the gear changers have an asymmetric tip to achieve a better engagement of the sliding sleeve and the coupling body under load. To achieve a simpler gear disengagement also under load, the gear teeth of the sliding sleeve are parallel and formed without back cutting. On the other hand, the coupling body of the corresponding synchronisation means is formed with back cut teeth.

Conversely, the teeth of the sliding sleeve can be back cut and those of the coupling body can be provided without back cutting.

The actuators 60, 62, 64, 66 can be electromechanical, hydraulic or pneumatic actuators. Electromechanical actuators are however preferred. Instead of providing the synchronisation means as cone synchronisers, multi-disc synchronisation means are alternatively possible.

In addition, the shift transmissions 16, 16' are each provided with central lubrication means (not shown) for the wheel sets and the shift elements of the gear changers, where losses due to splashing of the wheel sets, such as those in immersion lubrication, are avoided. Furthermore, the shift elements are better and more reliably supplied with oil. Moreover, of particular significance is that the heat developed by synchronisation under partial load is more efficiently dissipated. The central lubrication can be provided in a manner known per se by a mechanically or electrically driven pump.

As can be taken from the above, the gear changers 44 to 54 are positive gear changers, which in shifted condition require no additional energy.

The operation of the drive trains 10, 10' in Figs. 1 and 2 will now be described with reference to Fig. 3. Four flow diagrams are shown in Fig. 3 arranged above one another. The upper diagram shows the torque  $M_i$  present at the input side of the transmission. The rotary speed  $n_m$  of the drive shaft 18 of the motor is shown therebelow. The so-called synchronising torque



$M_s$  is illustrated thereunder, which is received by the synchronisation means of the gear changer of the gear to be engaged. Finally, Fig. 3 at the bottom shows the drive torque  $M_s$  present at the output side of the transmission. Fig. 3 relates to a change from the first to the second gear.

The following description of a gear change with the drive trains 10, 10' however is applicable in the same sense for all other upward and downward gear changes.

At the time  $t_1$ , the vehicle is operated in the first gear and the clutch 14 is closed. Consequently, the full motor torque  $M_m$  is present at the input side of the transmission, at a speed of  $n_1$ . A command for disengaging the first gear and engaging the second gear can be given for example manually by the driver by means of a button or a gear shift lever, where the mechanical events are converted into electrical command signals. Such command signals can however also be generated in a controller 70, for example when the controller recognises from vehicle parameters and a certain gas pedal position that a change in gears is required.

When a command signal is then generated at the time  $t_1$  for a change to the second gear, the following processes take place up until the time  $t_2$ . The actuator 64 of the drive train 10 (actuator 66' of the drive train 10') is activated to load the synchroniser for the gear changer 46 of the second gear. The synchroniser of the gear changer 46 of the second gear gradually takes on a synchronising torque  $M_s$ . At the same time, the torque  $M_s$  at the input side is reduced either by operation of the electronics of the motor 12 by means of the actuator 66

and/or by partially opening the clutch 14 by means of the actuator 60. Thus the torque  $M_1$  falls until the time  $t_1$ , however, does not become 0, so that the clutch 14 is not completely opened.

Parallel to these processes, which is not illustrated in Fig. 3, the actuator 62 is biased, i.e. a force in the direction of disengagement of the first gear is exerted on the gear changer 44 for the first gear. Since during the time interval between  $t_1$  and  $t_2$  a certain portion of the torque  $M_1$  is transferred via the gear changer 44 of the first gear, this biasing of the associated actuator 62 does not immediately cause the first gear to be disengaged. Only when the torque  $M_1$  is nearly completely taken up by the synchroniser of the gear changer 46 of the second gear ( $t_2$ ) does the first gear "jump" out due to the biasing of the actuator 62.

In the phase between  $t_1$  and  $t_2$ , a synchronisation follows with the synchroniser of the gear changer 46 of the second gear. This synchronisation takes place under partial load, since a reduced, but non-zero partial torque  $M_1$  is present during this interval at the input side of the transmission.

At the time  $t_2$ , the synchronising speed for the second gear is reached. The associated sliding sleeve is now shifted through, thus leaving the synchroniser body, and becomes positively locked with the coupling body of the second gear. This occurs extremely quickly in a time interval indicated by  $\Delta t$ . However, to avoid the synchronisation in this time interval from being lost, i.e. to avoid a difference in rotary speed reoccurring between the synchronised elements, one can further reduce the torque at the input for a short period. This takes place either

by a corresponding action of the actuator 60 to further open the clutch 14, or by operating the motor management with the actuator 68. This short reduction of the input torque  $M_e$  is shown in Fig. 3 at the numeral 72.

Under certain circumstances, this feature can be relinquished when it can be ensured that a reliable and comfortable switching of the gear changer of the gear to be engaged (here the second gear) is present, for example by providing an asymmetrical tip on the teeth of the sliding sleeve.

At the time  $t_1 + \Delta t$ , the second gear is engaged in positive manner. The clutch 14 can now be completely closed, so that at the time  $t_1$  the full torque  $M_n$  of the motor is present at the input side.

For the next gear change from the second to the third gear, the actuator 64 (actuator 66' for 10') is biased in the disengaging direction and the actuator 66 (actuator 64' in 10') is activated to actuate the synchroniser of the gear changer 48 of the third gear.

One can speak of a "beginning synchronisation" because between the times  $t_1$  and  $t_2$ , the synchroniser of the gear to be engaged is activated, while the gear to be disengaged is still engaged, i.e. it always operates in the slip condition. It will be understood that this beginning synchronisation can only occur with synchronisation means which are not actuated by the actuator of the gear to be disengaged. Therefore, it will also be understood that in addition to the beginning synchronisation by the synchroniser of the gear to be engaged, a parallel further beginning synchronisation by the synchroniser of a further

gear can take place, as long as the associated actuator does not correspond to the gear to be engaged or the gear to be disengaged.

A comparison of the gear changing strategy to that of the prior art is given qualitatively in Fig. 4. A conventional shifting with an automated drive train is shown as  $M_A$  in which the central clutch 14 is opened before disengaging one gear. Thus the input torque and therefore the drive force (traction force) of the vehicle reduces to zero. Only when the new gear is engaged is the clutch 14 closed so that a torque is again transmitted. Thus at the output side of the transmission, the torque  $M_1$  of for example the first gear is present up until the disconnection clutch is opened. After changing gears and again closing the friction clutch, the torque  $M_2$  of the second gear is present. With an automated drive train having traction force support via a parallel branch, for example with the highest gear, the drive torque  $M_A$  does not go to zero in the mentioned time interval, but a bridging torque  $M_b$  of another gear is transmitted during this time, for example the torque of the sixth gear. This is indicated by  $M_A'$ .

According to the invention, indicated by  $M_1$ , not only can a higher torque be transmitted in the bridging time interval, but the gear change can also take place much faster because far fewer elements need to be actuated and therefore the shifting times are much less.

As can be taken from the above, the gear changers including the synchronisation means must be formed as partial load shifting elements. Since the drive train always remains under (partial) load during the gear change, no relaxation jolt occurs, i.e. a better vibration and noise behaviour results. Since the gear changers are configured to be positive (form-locking), no additional energy is required in the shifted condition.

It will be understood that the asymmetric form of the tips of the gear teeth of the sliding sleeve is provided such that it only acts in one rotary direction, preferably when shifting upwardly. For this reason, the asymmetric form should be limited to those gears for which the largest jump in torque is to be expected, i.e. to the second and third gears.

The torque to be transmitted can be influenced by a modulation of the clutch 14 during the gear changing process. When shifting upwardly, the rotational kinetic energy of the motor can be utilised for forward drive.

Fig. 5 shows a third embodiment of the drive train according to the present invention, which is generally indicated by the numeral 80. The drive train 80 comprises a transmission with six gears in a construction with three shafts for cross-wise assembly in a motor vehicle. The construction of the drive train 80 includes a transmission input shaft 20'', which can be connected with a single clutch 14'' formed as a dry friction clutch to a motor (not shown) of the vehicle. The drive train 80 further comprises two auxiliary shafts 24a, 24b. The idlers of the wheel sets for the reverse gear, the third gear and the fourth gear are provided on the auxiliary shaft 24a. The idlers

of the gear wheels for the first, fifth, sixth and second gear are arranged on the auxiliary shaft 24b. The auxiliary shafts 24a, 24b are connected to a schematically illustrated differential 82 via a drive wheel set 81.

An actuator 84 is associated with the wheel set for the fourth gear. The gears 1 and 5, 2 and 6 as well as 3 and R are shifted respectively in pairs by means of one actuator. Each of the actuators is constructed like the actuator 84 for the fourth gear and comprises a synchronisation means in the form of a conical friction element 86 and a positive clutch 88, which is actuatable by means of a sliding sleeve 90. In the present embodiment, synchronisation means is to be understood as any type of friction element which is capable of transferring a torque in slip condition. Further, the synchronisation means, as its name indicates, should be suitable for matching the rotary speeds. However, it is not necessary that the synchronisation means achieve a complete matching of the speeds. Moreover, under certain conditions, it can even be appropriate to configure the synchronisation means such that shifting the positive coupling 88 is also possible when a certain difference in rotary speed still exists.

A synchronisation means in the sense of the present invention, whether it is the synchroniser 86 of the gear changer 84 or a synchroniser of the gear changers 44 to 54 of the drive train 10 in Fig. 1, is configured such that a process of matching the speeds is carried out in slip operation under partial load. The capability of operating under partial load is to be understood in that the synchronisation means do not transmit the full

maximum motor torque in slip operation, multiplied by the gear ratio of the respective gears, but at most 75% thereof. A value of 75% is more likely to be achievable for smaller automobiles, whose motor generates a comparatively smaller torque. For automobiles with higher torques this per cent value can also be smaller, for example 50% or even 30%.

Fig. 6 shows a diagram of the rotary speed during shifting as a function of the shifting time. The shifting rotary speed is to be understood as the rotary speed of the motor of the vehicle which is present when introducing the gear change. The shifting rotary speed can alternatively be understood as a difference speed between the elements (idler and shaft) which are to be connected in a positive manner with one another in the gear change. The shifting time is the time interval from detection of a command to change gears up until the condition is reached where the new gear is engaged and the clutch is completely closed.

Three regions are indicated in the diagram of Fig. 6, which represent various shifting strategies to which certain shifting times and shifting rotary speeds are associated. The boundary conditions for a gear change include the shifting time and the shifting rotary speed.

The strategy B represents a gear change with closed clutch at a low shifting rotary speed. The strategy C represents a gear change with opened starting clutch and at high shifting rotary speeds. The strategies A (including Aa and Ab) take place at intermediate shifting rotary speeds with slip operation of the starting clutch. While the strategies A and B are intended to

achieve a comfortable shifting with shifting times in the range of 500 to 1000 ms, the purpose of the strategy C is to shift in sporty manner with switching times of < 200 ms.

The phase relationship of the strategies Aa, Ab, B and C are illustrated qualitatively in the Figs. 7a to 7d. The solid lines in Fig. 7 represent the control signals of the starting or friction disconnection clutch. The dashed lines represent the control signals for the motor and generally represent the torque present at the input side of the transmission. The dot-dashed lines represent the control signals of the gear shift clutch of the old gear or the gear to be disengaged. The point lines finally represent the control signal of the synchroniser of the new gear or the gear to be engaged. An approximate zero line is indicated for the control signals in Fig. 7. For reasons of illustration, the control signal for the motor sometimes lies under the zero line.

Initially, the phase diagram for the shifting strategy Aa will be discussed. At the beginning the clutch is closed, the old gear is engaged and the synchroniser of the new gear is load free. In phase I the torque of the motor declines. By actuating the synchroniser of the gear to be engaged, a torque transfer takes place, which leads to a load reduction of the gear to be disengaged. At the end of phase I the torque on the synchroniser is ideally equal to the motor torque (accounting for the gear ratio). The torque is less for a synchroniser suitable for shifting under partial load.



In phase II, the old gear is disengaged, as it is nearly or completely torque free. A matching of the speeds begins with the gear to be engaged. The torque on the synchroniser remains constant and the torque of the motor is further reduced. The difference in speeds at the synchroniser is reduced. The speed of the drive shaft cannot break out due to the excess torque on the synchroniser.

In phase III, matching speed is established with the gear to be engaged. To support the matching, the starting clutch is operated in slip condition. The difference in speeds and the gradient of the difference is controlled and regulated by actuating the starting clutch, i.e. by a variation of the slip torque.

In phase IV, the rotary speed at the gear to be engaged is within the desired window (a speed difference is generally allowable, in the limiting case the differential speed is 0). The new gear is engaged. Finally, in phase V the starting clutch is closed and synchronisation of the motor results.

The goal of strategy Aa is to control and regulate the speed matching at the synchroniser through the slippage in the starting clutch, so that the speed difference goes to zero with a gradient which is as flat as possible. This should achieve a transition into the adhesion phase free of jolting.

The shifting strategy Ab proceeds identically to the strategy Aa in the phases I, II, IV and V. In phase III, the starting clutch is actuated to support the speed matching and is controlled to have a defined slip torque. Before the positive engagement with the gear to be engaged is reached, i.e. before

phase IV, the clutch is gradually closed again. In the ideal case, the torque decrease when transiting into the adhesion phase of the friction means is eliminated by increasing the slip moment.

In strategy Ab, a slip torque is adjusted to reduce the control and regulation needed for matching the speed difference at the synchroniser, which in any case allows a rapid matching of the speeds. The adhesion phase is reached with a comparatively steep gradient, which can lead to a jolt of the vehicle. This jolt can be reduced by an increase in the slip torque in the starting clutch in the phase III, optionally by controlling only, not regulating.

In the strategies A (i.e. Aa and Ab) a torque difference is adjusted between the starting clutch and the synchroniser. The torque excess at the synchroniser is employed to match the rotary speed of the input end and the output end masses.

In the following, a gear change under strategy B is described with reference to Fig. 7c. In contrast to strategy A, the starting clutch is not actuated in strategy B. Otherwise, the procedure is similar to that of the strategy Aa and the differences will only be discussed briefly. It can be useful in phase II already to control or regulate the motor torque to the minimum value. In phase III, a torque decrease when transiting into the adhesion phase of the synchroniser is eliminated in the ideal case by increasing the motor torque.

The controlling means for strategy B are much less extensive than for strategy A, because only the synchroniser need be controlled. In addition, the sensitivity of the system to fluctuations in the torque at the synchroniser is less than in strategy A, because the masses to be synchronised are larger. However, slightly longer synchronisation times may occur. The energy input into the synchroniser can also be greater.

In the following, a gear change under the strategy C is described with reference to Fig. 7d. In phase I, the opening of the clutch and a decline in the motor torque takes place simultaneously or slightly time-delayed. At the same time, torque is transferred to the gear to be engaged by actuating the synchroniser, which reduces the load on the old gear. At the end of phase I, the torque at the synchroniser is approximately equal to the motor torque (accounting for the gear ratio). In this respect, the same holds for phase I as above in strategy Aa.

In phase II of strategy C, the old gear is disengaged, because it is nearly or completely torque free. The speed matching takes place at the gear to be engaged. The torque at the synchroniser remains constant and the speed difference is reduced.

In phase III, the speed matching at the gear to be engaged is further established, the clutch is initially completely open. At the end of phase III, before reaching the positive engagement at the gear to be engaged, the clutch is gradually closed again. In the ideal case, the torque decrease in transiting into the adhesion phase of the synchroniser is eliminated by increasing the slip torque.

In phase IV, the rotary speed at the gear to be engaged is within the desired window (a speed difference is allowable, in the limiting case the speed difference is "0"). The new gear is engaged. Following this, the starting clutch is completely closed and the motor becomes synchronised.

The strategy C is employed for sporty shifting and/or for "kickdown". Short shifting times are realised due to smaller masses to be synchronised and the overlapping type of shifting. A traction interruption takes place due to the completely opened starting clutch in parts of phase III. The interruption however can be kept extremely short.

An extremely flexible and optionally adaptive behaviour can be achieved through the possibility of applying three basically different shifting strategies for one drive train, depending on the given boundary conditions.

It will be understood that the present invention is also applicable to transmissions with more or less than six forward gears. Furthermore, it is also applicable to transmissions designed for cross-wise assembly.

#### 4 Brief Description of Drawings

Fig. 1 shows a schematic transmission of an automated drive train according to a first embodiment.

Fig. 2 shows a schematic transmission of an automated drive train according to a second embodiment.

Fig. 3 shows time flow diagrams of an exemplary gear change from one to two by means of a method of the present invention.

Fig. 4 shows a comparison of a gear change according to the invention with the prior art in qualitative manner.

Fig. 5 shows a transmission diagram of an automated drive train according to a third embodiment.

Fig. 6 shows a diagram illustrating criteria for certain strategies to be used in gear changing.

Fig. 7a to 7d show diagrams of control signals as a function of time for performing various gear change strategies.

12 motor  
14 clutch  
16 shift transmission  
18 motor drive shaft  
20, 22 shafts  
24a, 24b auxiliary shafts  
30, 32, 34, 36, 38, 40, 42 wheel sets  
44, 46, 48, 50, 52, 54 gear changers  
60, 62, 64, 66 actuators  
80 drive train  
81 drive wheel set  
84 actuator  
90 sliding sleeve

Fig.1

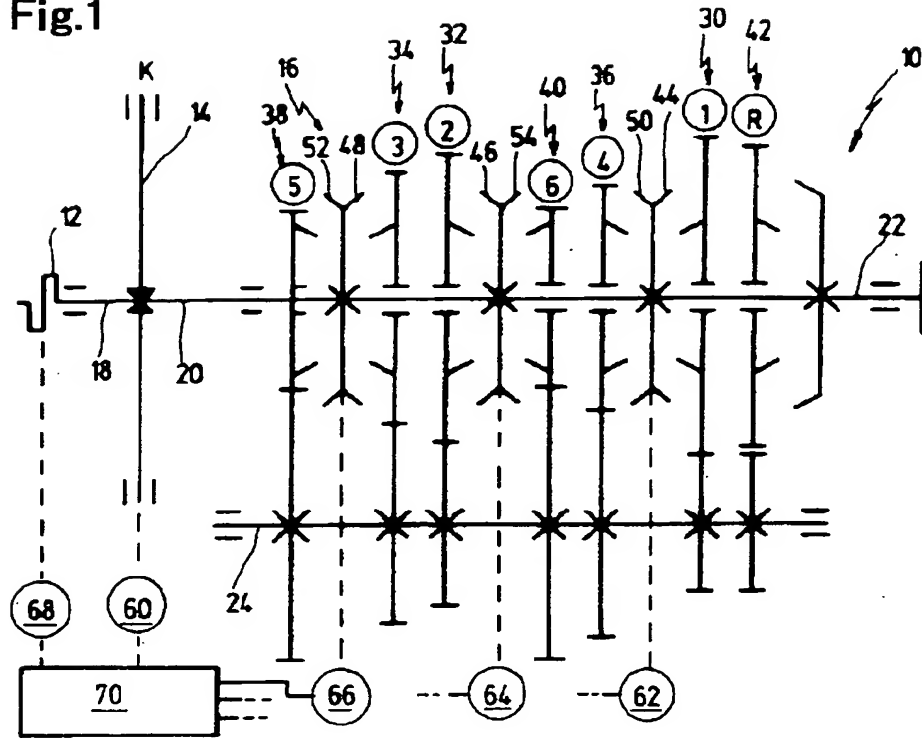


Fig.2

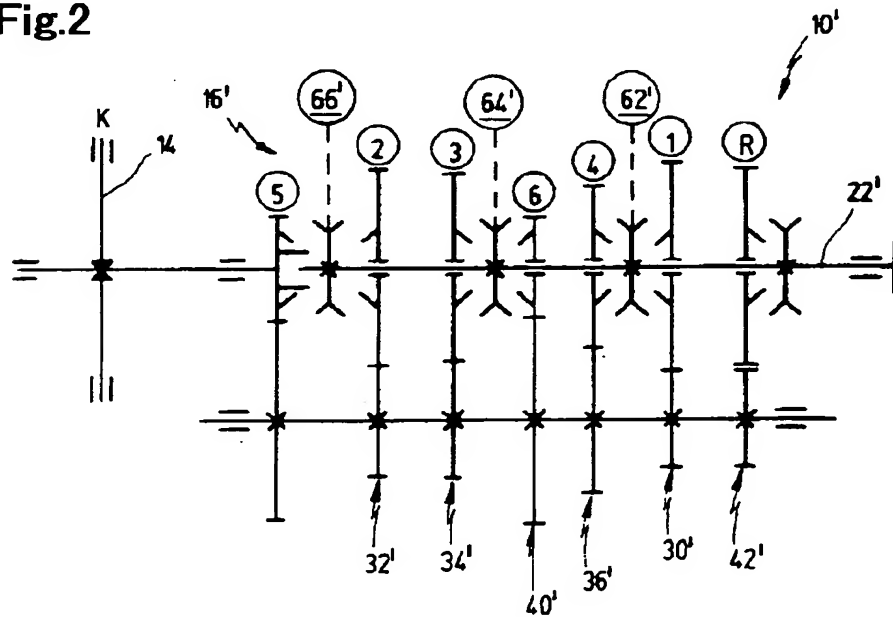


Fig.3

① → ②

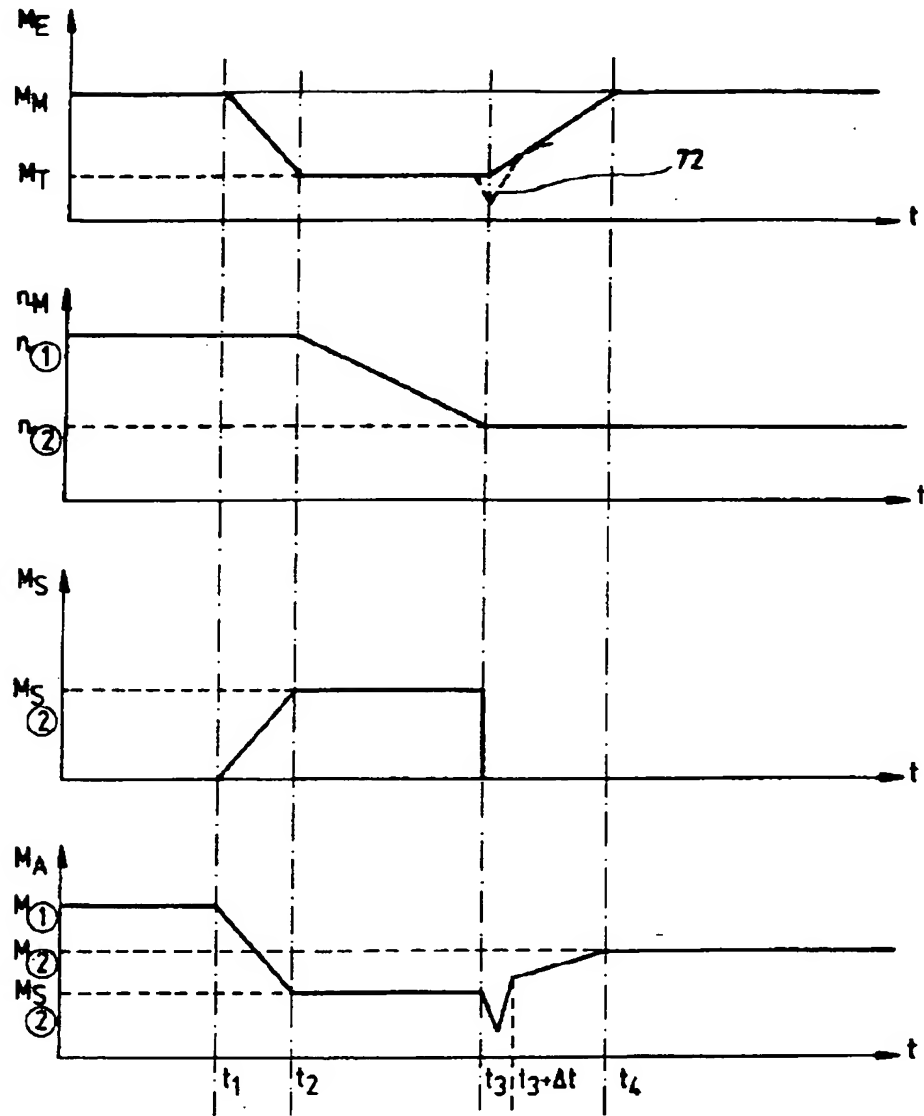


Fig.4

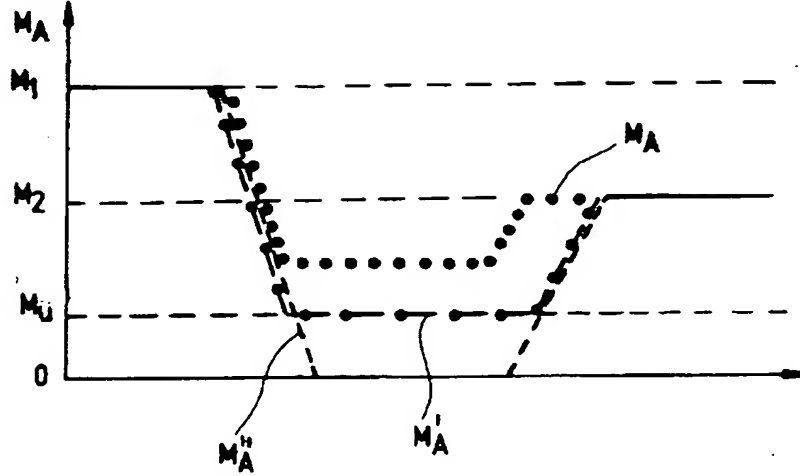


Fig.5

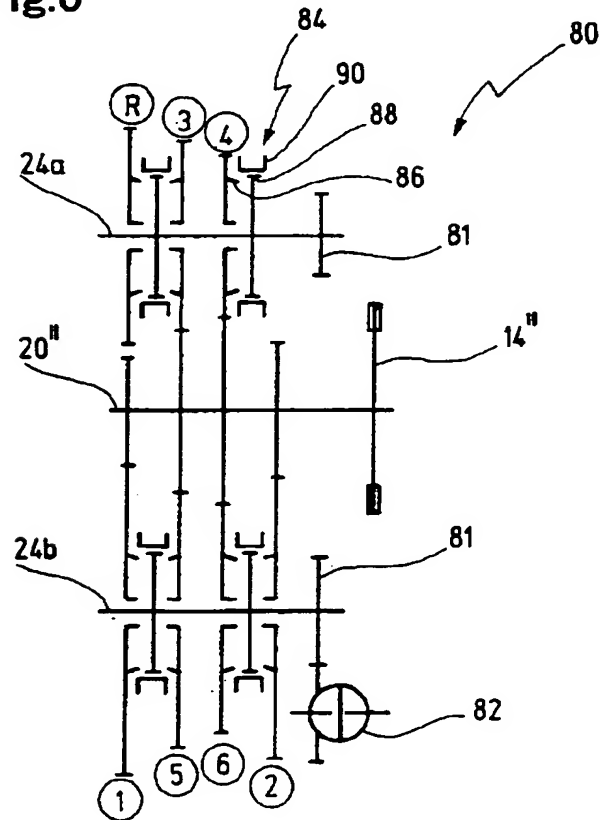




Fig.6

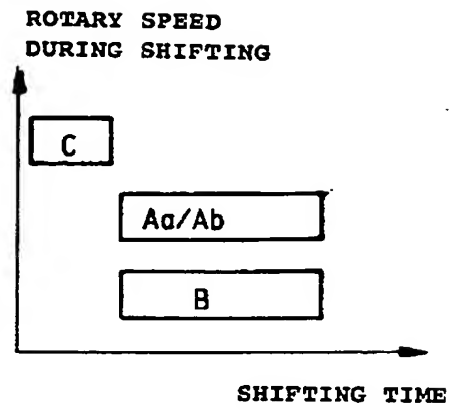


Fig.7a

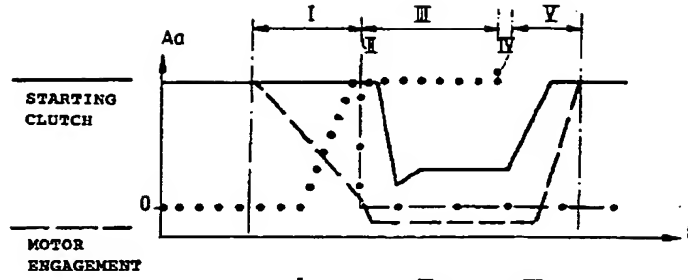


Fig.7b

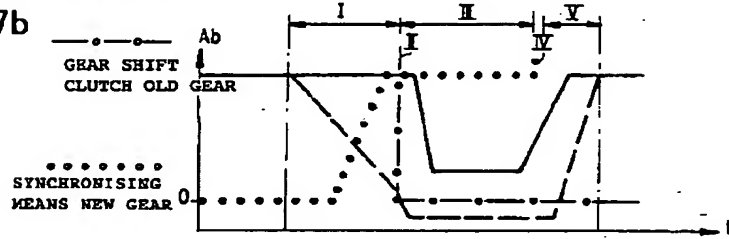


Fig.7c

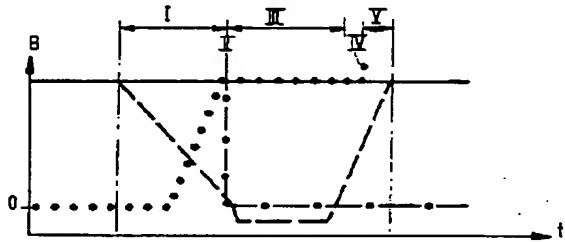
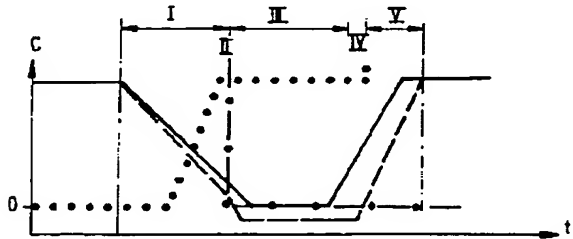


Fig.7d



## 1 Abstract

An automated drive train (10) is provided for a motor vehicle comprising a single friction clutch (14), which is actuatable by a first actuator (60) and is connected at the input side with a motor (12) of the vehicle. A step transmission (16) is connected to the output side of the friction clutch (14). The transmission comprises a first plurality of wheel sets (30 - 40) to engage and disengage the corresponding forward gears one to six. A corresponding plurality of positive gear shift clutches (44 - 45) are provided which each include a synchronisation means and which are actuatable by means of a second plurality of second actuators (62, 64, 66) for engaging and disengaging the gears one to six. A controller (70) is provided for controlling the first actuator (60) and the second actuators (62, 64, 66) in co-ordinated manner. The synchronisation means are suited for synchronising under partial load and the controller (70) controls the actuators (60, 66) such that one and the same drive train (10; 80) is controlled to carry out a gear change under one of three possible modes (A, B, C) depending on the conditions of the gear change to be made, wherein the three possible modes (A, B, C) of gear changes take place with an opened (C), a closed (B) or with a slipping (A) friction clutch (14).

## 2 Representative Drawing

Fig. 6